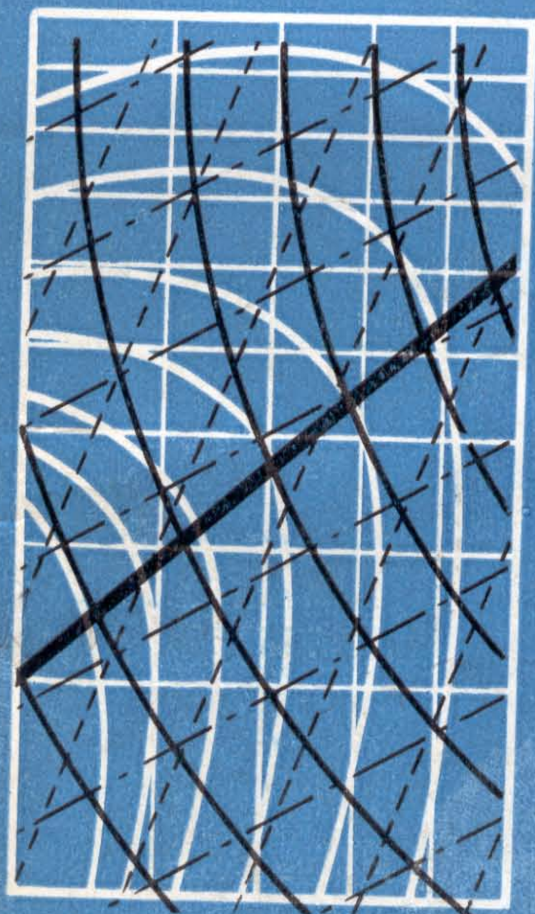
VISIT…

LANZAROTE Caliente.com

В. Е. Минин

ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ ДЛЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА





МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1976

В. Е. Минин

ВОЗДУХО-НАГРЕВАТЕЛИ ДЛЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИО-НИРОВАНИЯ ВОЗДУХА



МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1976

УДК 697.921.252

Печатается по решению секции литературы по инженерному оборудованию редакционного совета Стройиздата.

Минин В. Е. Воздухонагреватели для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. М., Стройиздат, 1976. 199 с.

В книге приведены основные данные об устройстве, работе, поверочном расчете, монтаже, наладке и эксплуатации поверхностных теплообменников, используемых для нагревания воздуха в системах вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования. Представлены обобщенные сведения о теплопередаче, аэродинамическом и гидравлическом сопротивлениях поверхностных воздухонагревателей, выпускаемых для систем вентиляции и кондиционирования воздуха промышленных предприятий, общественных и жилых зданий.

Книга предназначена для инженерно-технических работников проектных, монтажных, наладочных и эксплуатационных организаций.

Табл. 10, рис. 42, список лит.: 78 назв.

М $\frac{30210-279}{047(01)-76}$ 239—76

© Стройиздат, 1976

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ВЕЛИЧИН

B и $B_у$ — значения Q, $\Delta t_в$, Δ_w и E соответственно при действительной $\Delta t_н$ и условной $(\Delta t_н)_у$ разности температур теплообменивающихся сред на входе в теплообменный аппарат;

κ_m — коэффициент массы, м²/кг;

$\kappa_п$ — коэффициент компактности, м²/м³;

κ_s — коэффициент стоимости, м²/руб;

$c_р$ и c_w — удельная теплоемкость соответственно воздуха (при постоянном давлении) и воды, Дж/(кг·°C);

$d_н$ и $d_{вн}$ — диаметр трубок соответственно наружный и внутренний, мм;

$d_{ор}$ — диаметр оребрения трубок, мм;

$d_п$ — диаметр патрубка воздухонагревателя, мм;

E — энергетический коэффициент;

F — поверхность теплообмена, м²;

$f_в$ и f_w — живое сечение теплообменника соответственно по воздуху и воде, м²;

$f_ф$ — фронтальное поперечное сечение теплообменника по воздуху, м²;

$G_в$ — массовый расход воздуха, кг/с;

G_w и $G_п$ — массовый расход соответственно воды и пара, кг/с;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C);

$k_э$ — коэффициент теплопередачи эксплуатационный, полученный при испытании реальной воздухонагревательной установки;

κ_t — поправочный множитель, устанавливающий связь между B и $B_у$;

$L_в$ и L_w — объемный расход соответственно воздуха и воды, м³/с;

m — масса теплообменника, кг;

N — суммарная мощность, необходимая для преодоления аэродинамических и гидравлических сопротивлений, Вт;

$N_в$ и N_w — мощность, необходимая для преодоления соответственно аэродинамического и гидравлического сопротивления теплообменника, Вт;

NTU — число единиц переноса тепла;

n — число рядов трубок теплообменника по ходу воздуха;

$n_р$ — число трубок в одном ряду теплообменника;

n_w — число ходов теплоносителя в теплообменнике;

p — давление, Па;

$p_п$ — давление пара, Па;

Q — тепловой поток, тепловая мощность, Вт;

Q' — количество теплоты, Дж;

q — удельный тепловой поток, плотность потока, Вт/м²;

$R_т$ — термическое сопротивление, м²·°C/Вт;

R — электрическое сопротивление проводника, Ом;

Re — число Рейнольдса;

r — теплота парообразования, Дж/кг;

S_1 и S_2 — соответственно поперечный и продольный шаг трубок теплообменника, мм;

$S_э$ и S_w — стоимость соответственно электроэнергии и воды, руб.;
T и t — температура соответственно в К и °С;
t_1 и t_2 — температура воды соответственно на входе и выходе из теплообменника, °С;
$t_н$ и $t_к$ — соответственно начальная и конечная температура воздуха, °С;
$t_п$ — температура насыщенного пара, °С;
v и $v_ф$ — скорость воздуха соответственно в живом и фронтальном сечении потока, м/с;
$v\rho$ и $(v\rho)_ф$ — массовая скорость воздуха соответственно в живом и фронтальном сечении потока, кг/(м²·с);
$W_в$ и W_w — водяной эквивалент соответственно воздуха и воды, Дж/(с·°С);
$W_{макс}$ и $W_{мин}$ — соответственно наибольший и наименьший водяной эквивалент, Дж/(с·°С);
w и $w_п$ — скорость движения воды соответственно в трубках и патрубке теплообменника, м/с;
z — число последовательно соединенных по ходу воздуха теплообменников;
$z_р$ — число теплообменников в одном ряду;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С);
$\alpha_н$ и $\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи соответственно на наружной и внутренней поверхности трубок, Вт/(м²·°С);
ΔH — гидравлическое сопротивление теплообменника, Па;
Δp — перепад давлений (аэродинамическое сопротивление) в теплообменнике, Па;
$\overline{\Delta t}$, $\overline{\Delta t}_{ар}$ и $\overline{\Delta t}_{лог}$ — средний температурный напор между теплообменивающимися средами, °С, соответственно общий, арифметический и логарифмический;
$\Delta t_в$ и Δt_w — разность температур в направлении движения соответственно воздуха и воды, °С;
$\Delta t_н$ и $(\Delta t_н)_у$ — соответственно действительная и условная (принятая при построении графика) разность температур между водой и воздухом на входе в воздухонагреватель, °С;
ε — к. п. д. теплообменника;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);
ρ — плотность, кг/м³;
τ — время, с.

ИНДЕКСЫ

в — воздух;
w — вода;
п — пар, патрубок;
к,2 — конечный;
н,1 — начальный;
вн — внутренний;
э — эксплуатационный.

УСЛОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

ВУ — воздухонагревательная установка;
ДСХ — диаграмма совмещенных характеристик;
КВ — калорифер, обогреваемый водой;
КВС и КВБ — калорифер стальной, обогреваемый водой, соответственно средней и большой модели;
КП — калорифер стальной, обогреваемый паром;
КУ — калориферная установка;
ПВН — поверхностный воздухонагреватель;
ПТ — поверхностный теплообменник;
СВ — система вентиляции;
СКВ — система кондиционирования воздуха;
СВ и КВ — системы вентиляции и кондиционирования воздуха;
ТЭН — трубчатый электронагреватель;
ХМ — холодильная машина;
ЦК — центральный кондиционер.

ПРЕДИСЛОВИЕ

К числу устройств, занимающих важное место среди оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха, относятся воздухонагреватели.

Перспективное развитие систем вентиляции и кондиционирования воздуха, оптимальное их проектирование, качественный монтаж, надлежащая наладка и эксплуатация требуют от специалистов (проектировщиков, монтажников, наладчиков и эксплуатационников) глубокого знания устройства воздухонагревателей различных типов, особенностей их работы, факторов, влияющих на их работу, а также условий их применения.

В книге использованы данные многолетних научно-исследовательских работ, выполненных автором, опыт монтажных и наладочных работ, проводившихся в течение ряда лет с участием автора, а также результаты исследований, проведенных в последние годы как в нашей стране, так и за рубежом.

Автор приносит благодарность Н. В. Губиной и Н. С. Кравченко за помощь, оказанную ему при подготовке рукописи к печати, а также М. М. Баранову за ценные советы, сделанные при рецензировании рукописи.

Введение

Для создания и поддержания в помещениях, зданиях и сооружениях требуемых параметров воздушной среды (температуры и влажности), а также скорости движения, газового состава и чистоты воздуха применяют системы кондиционирования воздуха или вентиляции. В соответствии с определенными требованиями воздух в системах вентиляции и кондиционирования при обработке нагревают, охлаждают, осушают и увлажняют; кроме того, производят нагревание с увлажнением, нагревание с осушением, охлаждение с увлажнением или охлаждение воздуха с осушением. Устройства, в которых происходят перечисленные процессы обработки воздуха, называют теплообменниками или теплообменными аппаратами. Этим устройствам дают и другие названия, зависящие от выполняемых ими заданных функций.

Теплообменники классифицируют по различным признакам: принципу действия, назначению, виду рабочих сред, взаимному направлению движения рабочих сред, характеру температурного режима и конструктивным признакам. Калориферы, кроме того, подразделяют по присоединительным размерам (номерам) и степени предполагаемого нагрева воздуха (моделям).

По принципу действия теплообменные аппараты, применяемые в СВ и КВ, можно разделить на три основные группы: поверхностные, контактные и поверхностно-контактные.

Поверхностные теплообменники, в свою очередь, подразделяют на рекуперативные и регенеративные. Теплообменники, в которых происходит передача тепла от более нагретой среды (воздуха, воды, пара и др.) к менее нагретой через разделяющие их поверхности, называют поверхностными рекуперативными. В этих аппаратах теплообменивающиеся среды друг с другом не перемешиваются, так как разделены стенкой. Тепловая энергия в них передается через поверхности теплообмена в одном направлении. В регенеративных поверхностных теплообменниках тепловой поток при работе имеет переменные направления, а процесс теплопередачи разделяется во

времени на период нагревания теплообменной поверхности горячей средой и период охлаждения этой же теплообменной поверхности холодной средой.

В контактных теплообменниках, или теплообменниках смешения, передача тепла от одной теплообменивающейся среды к другой происходит в процессе непосредственного их контакта и перемешивания. Поскольку после перемешивания среды на выходе из теплообменного аппарата должны быть снова разделены, в контактных аппаратах можно обрабатывать лишь разнофазные теплоносители (газ — жидкость). Кроме того, не всегда допустим контакт между теплообменивающимися жидкостью и газом. Это значительно ограничивает применение аппаратов контактного типа, но в кондиционировании воздуха они нашли весьма широкое применение.

Поверхностно-контактные теплообменники (часто их называют орошаемыми поверхностными теплообменниками) обладают свойствами и поверхностных и контактных аппаратов.

По назначению поверхностные рекуперативные теплообменники для СВ и КВ подразделяют на воздухоохладители и воздухонагреватели. В книге рассматриваются только воздухонагреватели. Следует отметить, что существует много типов воздухонагревателей для СВ и КВ, отличающихся между собой по принципу действия, а именно: поверхностные рекуперативные, поверхностные регенеративные, контактные и поверхностно-контактные.

Однако в данной книге будут рассматриваться только поверхностные рекуперативные воздухонагреватели, в которых теплообменивающиеся среды разделены металлической стенкой. Это наиболее распространенные в настоящее время в СВ и КВ воздухонагреватели. Для краткости изложения слово «рекуперативный» в дальнейшем будет опускаться, а «поверхностный» — применяться лишь в некоторых случаях.

Поверхностные воздухонагреватели, в свою очередь, подразделяются на калориферы, воздухонагреватели центральных кондиционеров (сюда можно отнести судовые воздухонагреватели) и воздухонагреватели агрегатов. Существенных отличий в устройстве этих аппаратов нет. Отличия заключаются, главным образом, в использовании, поставке и монтаже.

Слово калорифер происходит от двух латинских слов (calor — тепло и fero — несу). Калориферы, изготовляемые и поставляемые отдельными секциями, предназначены в основном для систем вентиляции и воздушного отопления. Монтаж калориферов производят одновременно с монтажом системы вентиляции или воздушного отопления.

Воздухонагреватели центральных кондиционеров изготовляют, как и калориферы, отдельными секциями, но поставляют только в комплекте с другими секциями кондиционера и монтируют одновременно с монтажом СКВ. Раньше эти воздухонагреватели называли секциями подогрева центральных кондиционеров.

Воздухонагреватели агрегатов изготовляют как элементы этих аппаратов. Их собирают вместе с другими элементами в агрегат на заводе и в собранном виде поставляют на место монтажа, вследствие чего работы по монтажу воздухонагревателей сводятся лишь к подключению трубопровода для подвода и отвода теплоносителя.

На основе анализа представленной на рис. 1 классификации теплообменников можно сделать следующие заключения.

1. Название теплообменник (теплообменный аппарат) является наиболее общим по сравнению со всеми другими (поверхностный теплообменник, воздухонагреватель, калорифер) названиями, применяемыми в книге. Под теплообменником СВ и КВ следует понимать любое устройство, предназначенное для передачи тепла от одной среды к другой лишь в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Это название следует применять, когда речь идет о вопросах, касающихся теплообменных аппаратов СВ и КВ. В то же время слово теплообменник можно применить к любому рассматриваемому теплообменному аппарату в качестве синонима или в тех случаях, когда мы не хотим подчеркивать какие-либо индивидуальные его особенности.

2. Любое название, стоящее в схеме ниже другого, имеет более узкое значение, чем название, стоящее выше. Поэтому стоящее по схеме выше название можно употреблять для описания теплообменника, когда не хотят подчеркивать какие-либо индивидуальные его особенности.

3. В настоящей книге будут рассматриваться тепло-

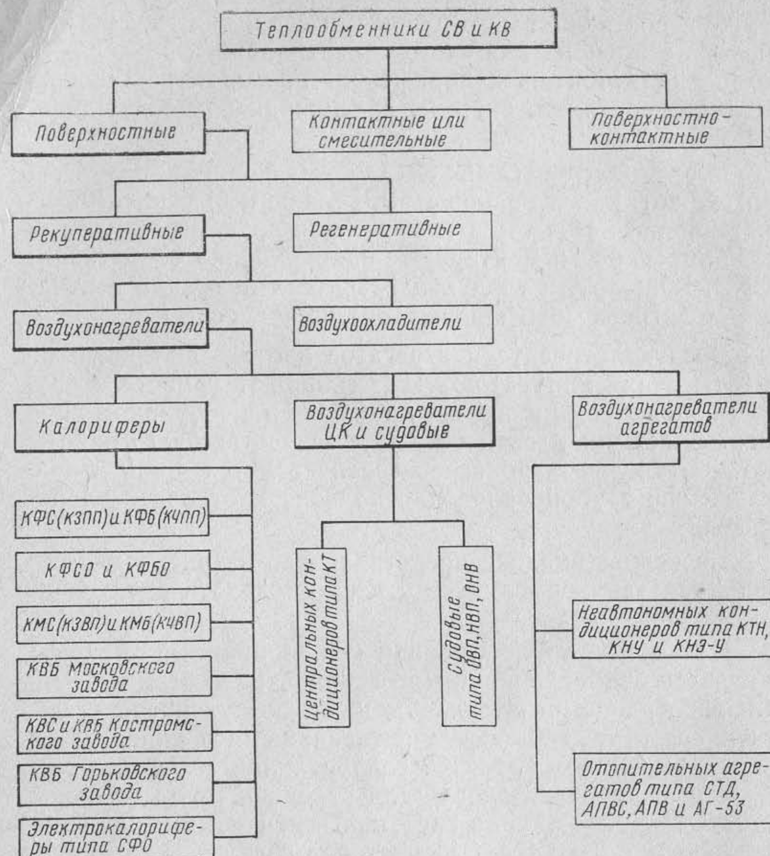


Рис. 1. Классификация поверхностных теплообменников, выпускаемых промышленностью для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, по принципу действия и назначению

обменники, стоящие на рис. 1 ниже слова «воздухонагреватели».

По виду рабочих сред поверхностные воздухонагреватели для СВ и КВ подразделяют на водовоздушные, паровоздушные и электровоздушные. Если теплообменивающимися средами являются вода и воздух, то такие аппараты называют водовоздушными поверхностными теплообменниками. Если вода заменена паром, то аппарат

называют паровоздушным. В электровоздушных воздухонагревателях воздух нагревают путем преобразования электрической энергии в тепловую.

По взаимному движению теплообменивающихся сред поверхностные воздухонагреватели и воздухонагревательные установки подразделяют на прямоточные, противоточные и смешанного типа (перекрестно-противоточные, перекрестно-прямоточные, многократно-перекрестные и другие). На рис. 2 представлены принципиальные

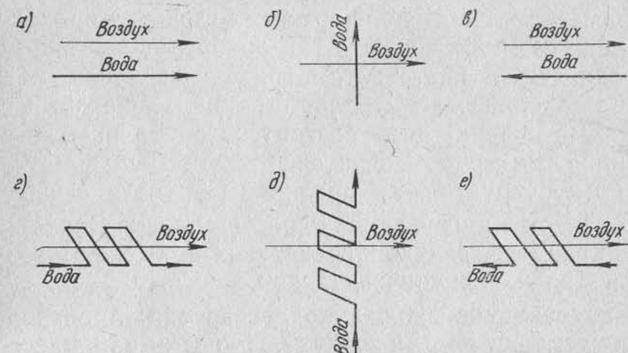


Рис. 2. Принципиальные схемы движения воды и воздуха в поверхностных теплообменниках

а — прямоточная; *б* — перекрестно-точная; *в* — противоточная; *г* — перекрестно-прямоточная; *д* — многократно-перекрестная; *е* — перекрестно-противоточная

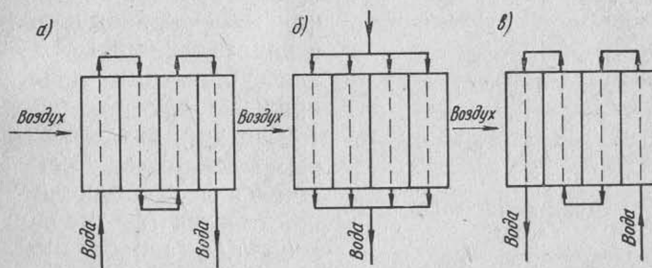


Рис. 3. Принципиальные схемы движения воды и воздуха в воздухонагревательных установках

а — перекрестно-прямоточная; *б* — перекрестно-точная; *в* — перекрестно-противоточная

схемы движения сред в поверхностных теплообменниках, а на рис. 3 — в воздухонагревательных установках.

По характеру температурного режима воздухонагреватели можно разделить на аппараты непрерывного действия, работающие в установившемся тепловом режиме, и аппараты периодического действия, в которых температуры сред в конкретных точках теплообменника меняются во времени. В книге рассматриваются лишь воздухонагреватели непрерывного действия.

За основу классификации воздухонагревателей по конструктивным признакам принимается материал поверхности теплообмена, форма каналов для прохода теплообменивающихся сред и тип оребрения теплообменной поверхности. В книге рассматриваются только металлические поверхностные теплообменники, у которых теплообменные поверхности состоят из оребренных в основном круглых трубок. Классификация воздухонагревателей по конструктивным признакам приведена в главе 1.

В качестве нагревающих сред (теплоносителей) в рассматриваемых воздухонагревателях применяют воду, водяной пар и электрический ток.

В водовоздушных воздухонагревателях происходит передача тепла от воды к воздуху. При этом изменяется температура воды. При определенных температурах и давлениях вода может быть в твердой, жидкой и газообразной фазе. Связь между температурой, давлением и соответствующим состоянием воды показана на диаграмме состояния (рис. 4), где *АС* — кривая кипения и конденсации, *АД* — кривая плавления и кристаллизации, *АВ*—кривая сублимации льда. Эти кривые делят диаграмму на три зоны, в каждой из которых вода может быть в одной из фаз: в зоне *I*—жидкой, в зоне *II*—твердой и в зоне *III*—газообразной. Точка А называется тройной. Только в тройной точке возможно равновесное состояние всех трех фаз воды. На кривых могут равновесно существовать две фазы: на *АВ* — твердая (лед) и газообразная (насыщенный пар), на АС — жидкая и газообразная, на *АД* — твердая и жидкая. Если не изменять давление и температуру, то при равновесном состоянии ни одна из фаз не растет за счет другой. Состояние воды в точке *С* [она существует при $p=22{,}15$ МПа (218,5 атм) и $t=374{,}12$°C] называется критическим.

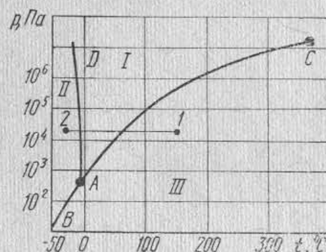


Рис. 4. Диаграмма состояния воды

При равновесии двух фаз воды один из двух параметров ее состояния (p или t) можно выбирать произвольно, а второй — определять по кривой на $t-p$ диаграмме. Для однофазного состояния вещества два параметра состояния (p и t) можно выбирать произвольно.

Диаграмма состояния позволяет определять, что произойдет с водой при ее нагревании, охлаждении, сжатии или снижении давления. Из диаграммы видно, что превратить пар в воду можно либо сжатием, либо охлаждением. Охлаждение при неизменном давлении изобразится горизонтальной линией *1—2*. Вдоль этой линии при снижении температуры справа налево движется точка, изображающая состояние тела. Так как линия лежит выше тройной точки, то при охлаждении точка состояния воды пересечет сначала кривую кипения и конденсации, при этом пар превратится в жидкость, а затем при дальнейшем охлаждении точка состояния воды пройдет через кривую плавления и кристаллизации, где вода превратится в лед. В паровоздушных аппаратах нагревание воздуха происходит за счет скрытого тепла, выделяющегося при конденсации пара, подаваемого в воздухонагреватель. При переходе пара в жидкость (конденсации пара) выделяется столько тепловой энергии, сколько ее затрачено при испарении. Теплота конденсации пара, равная теплоте парообразования r, зависит от давления: чем оно выше, тем меньше r. Значение r можно определить по приложению 1.

Водяной пар может быть в трех состояниях: мокром, сухом насыщенном и перегретом. Мокрый пар является смесью водяного пара с мельчайшими капельками воды. Он выглядит как белый туман или как белое облако. Перегретый, а также сухой насыщенный пар невидим как воздух.

В электрокалориферах используют электрическую энергию для получения тепла и нагревания воздуха, что позволяет создавать воздухонагревательные установки, в которых отсутствуют трубопроводы для подвода и отвода воды (пара), а это существенно упрощает эксплуатацию установок.

Нагревание воздуха применяется почти во всех СВ и КВ. Объем действующих и ежегодно монтируемых воздухонагревательных устройств в СВ и системах воздушного отопления приближенно можно оценить по объему производства в нашей стране калориферов, а объем воздухонагревателей в СКВ — по объему ежегодного производства центральных, автономных и неавтономных кондиционеров, а также эжекционных доводчиков. Согласно данным А. А. Грищенко [8], в 1973 г. для кондиционирования и вентиляции воздуха нашей промышленностью выпущено 4480 центральных кондиционеров, 4780 автономных и неавтономных кондиционеров, 15 000 бытовых кондиционеров, 2900 эжекционных доводчиков, большое число калориферов, суммарная площадь теплообменных поверхностей которых составляет 13,5 млн. м², 45 900 отопительных агрегатов. В дальнейшем выпуск калориферов для СВ и воздухонагревателей для кондиционеров еще больше увеличится.

Стоимость 1 м² поверхности теплообмена воздухонагревателей не одинакова и зависит от типа теплообменника и его размеров. Если принять среднюю стоимость 1 м² теплообменной поверхности калориферов 2,2 руб., то стоимость 1% калориферов, выпускаемых в нашей стране в течение года, составит около 300 тыс. руб. В настоящее время считается нормальным увеличение поверхности теплообмена калориферов по сравнению с расчетной на 10—20%. Если бы от этого запаса можно было отказаться, то только за один год можно было бы экономить 3—6 млн. руб. Решение этого вопроса зависит не только от качества производства, но и от правильного расчета, качественного монтажа и наладки воздухонагревательных установок, а также надлежащей их эксплуатации.

ГЛАВА I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯХ И ИХ РАБОТЕ

1. УСТРОЙСТВО ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Устройство поверхностных воздухонагревателей СВ и КВ в большой степени зависит от вида применяемых в них теплоносителей. Все рассматриваемые ПВН можно разделить на две группы: 1) обогреваемые водой и паром; 2) обогреваемые электроэнергией.

Поверхностные воздухонагреватели первой группы состоят из следующих элементов: теплообменной поверхности, двух коллекторов (распределительного и сборного, иногда называемых входным и выходным), двух или четырех штуцеров (патрубков) для присоединения к теплообменнику подводящего и отводящего теплоноситель трубопровода, двух боковых стенок (щитков), двух трубных решеток (досок) и фланцев для подсоединения теплообменника к смежным секциям системы. В рассматриваемых воздухонагревателях все перечисленные элементы (кроме боковых щитков в некоторых калориферах) соединены между собой чаще всего с помощью сварки. Исключение составляют воздухонагреватели, в которых отдельные трубки теплообменной поверхности соединяются между собой калачами, не имеющими жесткой связи с трубными решетками. Оребренные трубки этих воздухонагревателей к трубной решетке не привариваются, а лишь плотно проходят через отверстия в ней.

Общий вид воздухонагревателей, обогреваемых водой и паром, показан на рис. 5 (одноходовый), рис. 6 (многоходовый с крышками) и рис. 7 (многоходовый с калачами.)

Теплообменная поверхность воздухонагревателей состоит из пучка оребренных трубок, расположенных в коридорном, шахматном или смещенном порядке относительно потока воздуха. КВБ Горьковского завода имеют теплообменную поверхность из одного ряда оребренных плоскоовальных трубок. Схемы расположения трубок в поверхностных воздухонагревателях представлены на рис. 8.

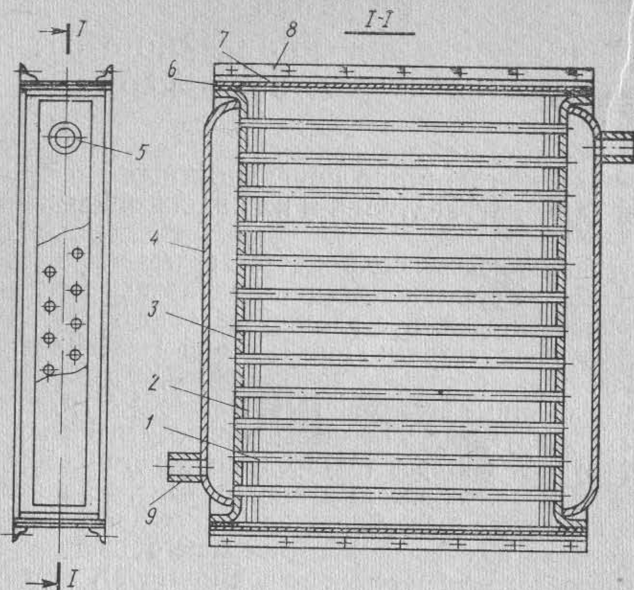


Рис. 5. Общий вид одноходового воздухонагревателя

1 — трубки теплообменника; 2— ребра; 3— трубная решетка; 4— крышка; 5— патрубок для подачи теплоносителя; 6— прокладка; 7— боковая стенка; 8— присоединительные фланцы; 9— патрубок для отвода теплоносителя

Коллекторы бывают двух типов. Наиболее распространенными являются коллекторы первого типа, которые образуются трубными решетками и приваренными к ним крышками (см. рис. 5 и 6). Между трубными решетками и крышками в многоходовых теплообменниках имеются перегородки, определяющие количество ходов воды в теплообменнике. Перегородки должны быть абсолютно плотными и не допускать перетекания жидкости мимо трубок. Одна из крышек многоходового воздухонагревателя имеет входной и выходной патрубки для теплоносителя. В одноходовых теплообменниках патрубок имеет каждая крышка. Коллектор второго типа (см. рис. 7) распределяет или собирает теплоноситель только одного хода, а соединение трубок различных рядов между собой осуществляется при этом с помощью калачей.

Нижнюю и верхнюю стенки корпуса (кожуха) изготовляют из тонколистовой стали (толщиной ≈ 2 мм). Они

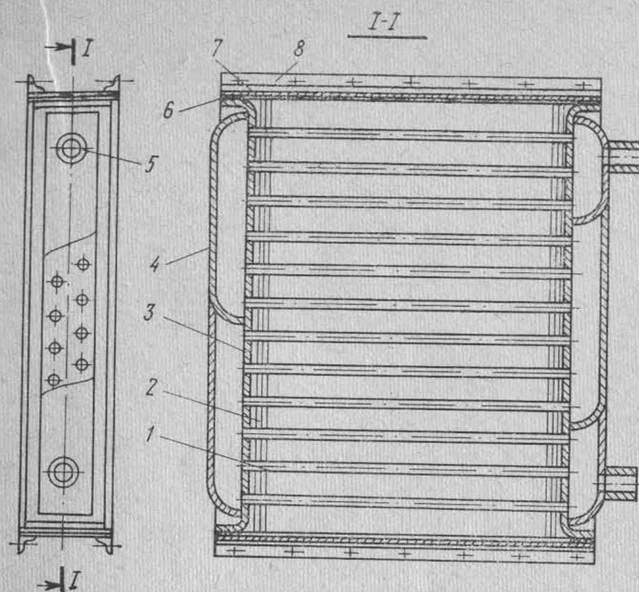


Рис. 6. Общий вид многоходового воздухонагревателя с крышками

1— трубки теплообменника; 2— ребра; 3— трубная решетка; 4— крышка; 5 — патрубок для подачи и отвода теплоносителя; 6 — прокладка; 7 — боковая стенка; 8 — присоединительные фланцы

вместе с трубными досками образуют кожух теплообменника. Трубные решетки у большинства рассматриваемых воздухонагревателей изготавливают из тонколистового металла (толщиной ≈ 3—4 мм). К решеткам приваривают концы оребренных трубок. Весь этот узел составляет пучок теплообменной поверхности аппарата. Трубные решетки из толстолистового металла (толщиной ≈ 15—20 мм), к которым оребренные трубки крепятся с помощью вальцовки, в настоящее время в СВ и СКВ применяют редко.

Выше уже отмечалось, что конструктивно поверхностные воздухонагреватели подразделяются по материалам, форме каналов для прохода теплообменивающихся сред и типу оребрения трубок, составляющих теплообменные поверхности.

По материалам теплообменные поверхности воздухонагревателей, выпускаемых и осваиваемых промышленностью, можно подразделить на монометаллические и

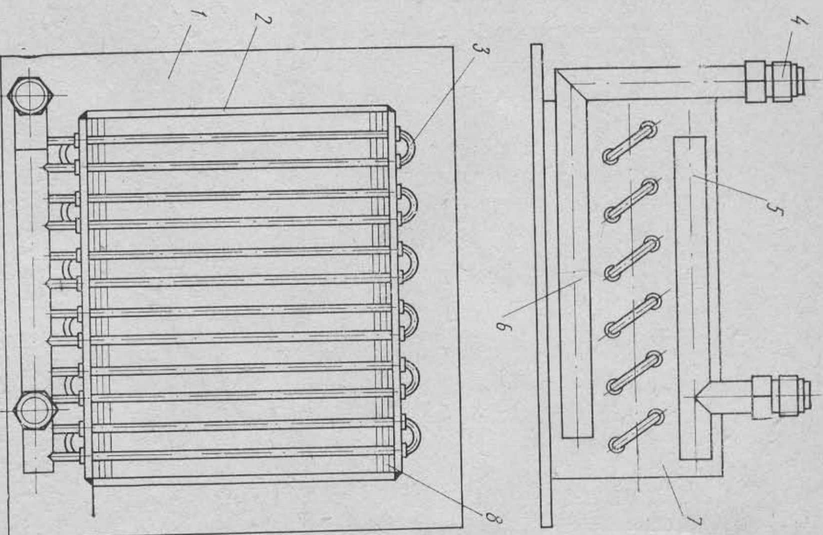


Рис. 7. Общий вид многоходового воздухонагревателя с калачами

1 — фланец; *2* — боковая стенка; *3* — калач; *4* — штуцер; *5* — входной коллектор; *6* — выходной коллектор; *7* — трубная решетка; *8* — ребра

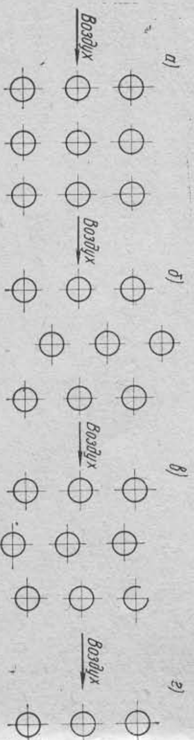


Рис. 8. Расположение трубок в воздухонагревателях

а — коридорное; *б* — шахматное; *в* — смещенное; *г* — в один ряд

ТАБЛИЦА 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ПО КОНСТРУКТИВНЫМ ПРИЗНАКАМ

Тип оребрения трубок	Технологическая характеристика исполнения оребрения	Материал		Расположение трубок	Применение в теплообменниках
		трубки	оребрения		
Спиральное	Накатное	Сталь	Алюминий	Шахматное	Осваиваемые промышленностью воздухонагреватели и калориферы
				Коридорное	Воздухонагреватели НК типа КНУ
	Навивное	»	Сталь	Коридорное	Воздухонагреватели ЦК типа КТ
				Шахматное	Калориферы типа КФСО, КФБО
Поперечное	С насадными прямыми пластинчатыми ребрами, общими для нескольких трубок	»	»	Коридорное	Калориферы типа КФС (КЗПП), КФБ (К4ПП), КМС (КЗВП), КМБ (К4ВП)
				Смещенное	Калориферы типа КВБ*
	С насадными гофрированными пластинчатыми ребрами, общими для нескольких трубок	»	»	Смещенное	Калориферы типа КВС**, КВБ**
				Однорядное	Калориферы типа КВБ***

Примечание. Одной звездочкой отмечены калориферы Московского завода; двумя звездочками — калориферы Костромского завода и тремя — калориферы Горьковского завода; НК — неавтономные кондиционеры.

биметаллические. Первые изготовляют из одного металла, а вторые — из двух (см. табл. 1 и рис. 11—13).

По форме каналов для прохода теплообменивающихся сред рассматриваемые воздухонагреватели можно подразделить на аппараты с теплообменной поверхностью из круглых и овальных трубок. Все выпускаемые и осваиваемые в настоящее время поверхностные воздухонагреватели, кроме КВБ Горьковского завода, имеют круглые трубки.

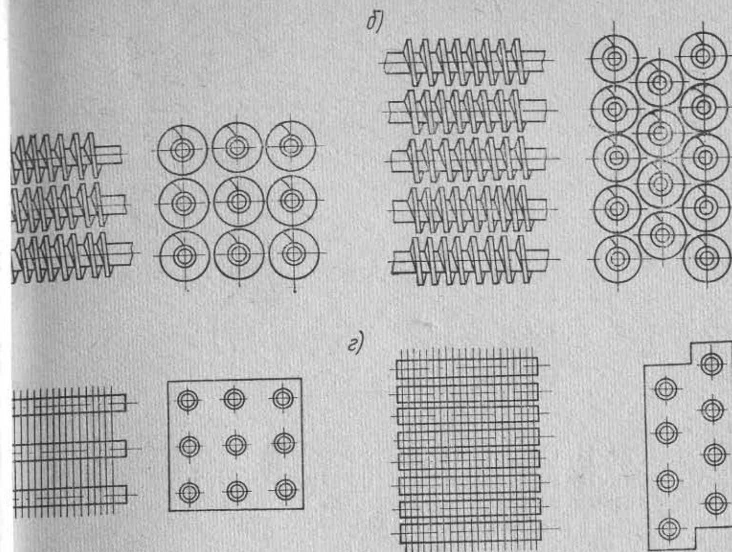
По типу оребрения выпускаемые в настоящее время поверхностные воздухонагреватели можно подразделить на аппараты с поперечными и спиральными ребрами. В свою очередь, теплообменники со спиральными ребрами подразделяют на накатные и навивные. В воздухонагревателях типа ОВП [15, 16, 78] применяют насадные спиральные ребра. Поперечные ребра могут насаживаться на одну или несколько трубок. Для создания плотного контакта между трубками и ребрами, а также для предохранения от коррозии поверхности теплообмена из стали подвергают горячему цинкованию, а из меди и мельхиора — полуде. Остальные элементы теплообменников окрашивают.

В табл. 1 дана классификация современных воздухонагревателей по конструктивным признакам.

На рис. 9 показаны типы поверхностей теплообмена, применяемых в современных поверхностных воздухонагревателях. Большинство калориферов имеют теплообменные поверхности, представленные на рис. 9, *а* и *в*. Общий вид теплообменных поверхностей КВБ Горьковского завода, используемых для комплектации отопительных агрегатов, показан на рис. 10.

На рис. 11 показан общий вид теплообменной поверхности теплообменников неавтономных кондиционеров типа КНУ, на рис. 12— воздухонагревателей осваиваемых промышленностью неавтономных кондиционеров типа КТН и калориферов типа КСк и на рис. 13— теплообменников эжекционных доводчиков типа КНЭ-У.

Согласно ГОСТ 7201—70 для систем воздушного отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и сушильных установок предусмотрена единая номенклатура стальных калориферов. Стальные одиночные калориферы подразделяют по виду используемого в них теплоносителя, присоединительным размерам и степени предполагаемого нагрева воздуха.



...с. 9. Типы теплообменных поверхностей в современных теплообменниках

...— спирально-навивные и спирально-накатные с коридорным расположени... трубок; *б* — спирально-навивные и спирально-накатные с шахматным расположением трубок; *в* — поперечно-ребристые с коридорным расположением трубок; *г* — поперечно-ребристые с шахматным расположением трубок

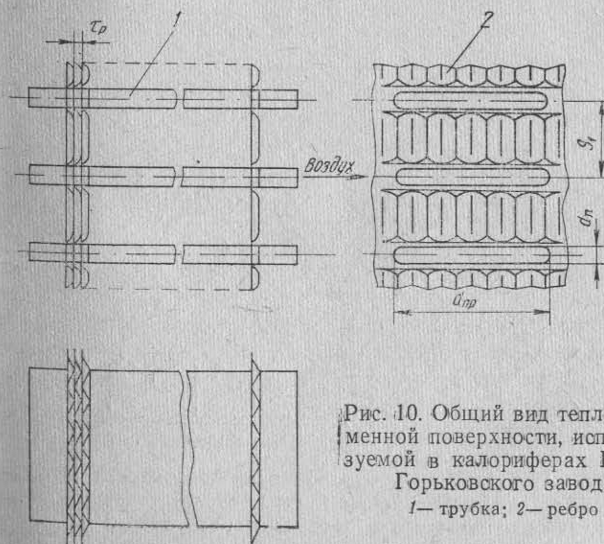


Рис. 10. Общий вид теплообменной поверхности, используемой в калориферах КВБ Горьковского завода

1 — трубка; *2* — ребро

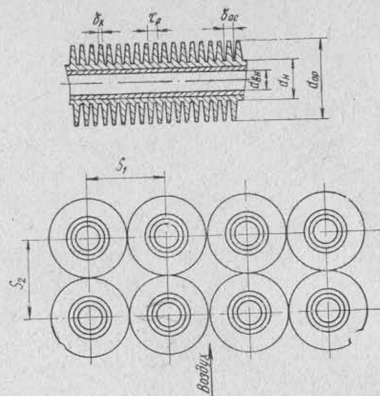


Рис. 11. Общий вид теплообменной поверхности из биметаллических трубок (внутри сталь) с алюминиевым накатным оребрением, используемой в неавтономных кондиционерах типа КНУ

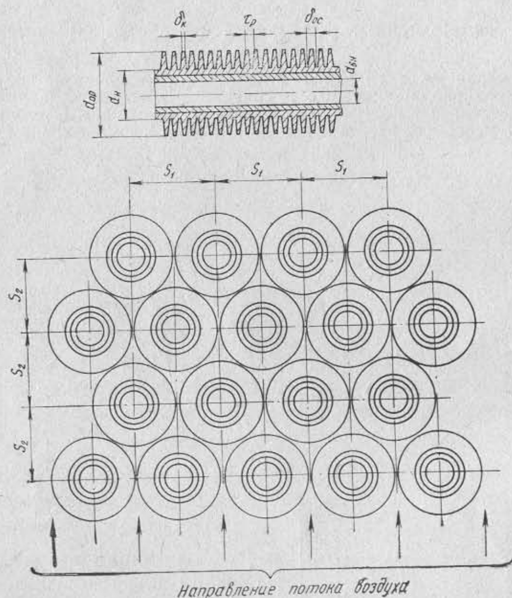


Рис. 12. Общий вид теплообменной поверхности из биметаллических трубок (внутри сталь) с алюминиевым накатным оребрением, используемой в неавтономных кондиционерах типа КТН и калориферах типа КСк

В зависимости от вида теплоносителя калориферы подразделяют на два типа: обогреваемые водой (КВ) и паром (КП).

В зависимости от присоединительных размеров калориферы бывают 12 номеров. Ближайшие по размерам номера калориферов отличаются фронтальными сечениями, отношения которых $\kappa_f = (f_ф)_{i+1}/(f_ф)_i$ составляют примерно 1,2.

Калориферы одинаковых фронтальных сечений (одинаковых номеров) подразделяют на 5 моделей: самую ма-

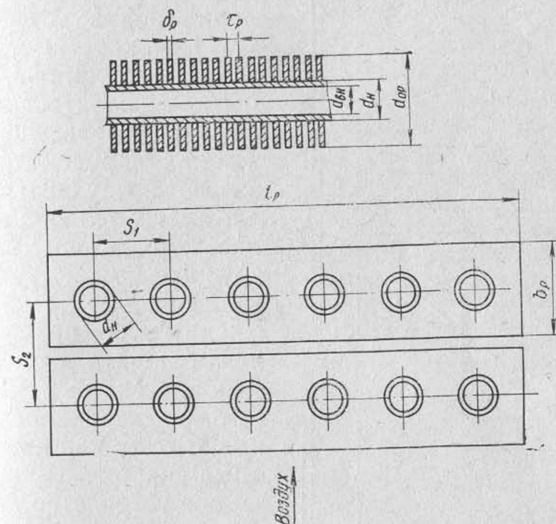


Рис. 13. Общий вид теплообменной поверхности из медных трубок с алюминиевым пластинчатым оребрением, используемой в кондиционерах типа КНЭ-У

лую (СМ), малую (М), среднюю (С), большую (Б) и самую большую (СБ). Модели одного номера отличаются друг от друга глубиной (числом рядов оребренных трубок). Каждые ближайшие модели должны отличаться так называемыми температурными критериями ($\theta = (t_к - t_н)/\overline{\Delta t}_{ар} \approx 1{,}6$).

Калориферная установка может состоять из одного или нескольких калориферов, соединенных между собой. Большинство калориферных установок с близкими пло-

щадями фронтальных сечений могут быть скомпонованы из калориферов различных номеров, имеющих съемные боковые щитки. Весь ряд калориферных установок, регламентированный ГОСТ 7201—70, состоит из 25 фронтальных размеров. Калориферные установки с горизонтальным размером, большим 1700 мм, составляют из нескольких калориферов. В регламентированном ряду содержатся установки, составленные как из одного базового калорифера, так и из нескольких калориферов (до 20). ГОСТ не предусматривает схемы обвязки калориферов в установках.

Поверхностные воздухонагреватели, обогреваемые электроэнергией (электрокалориферы), так же как и рассмотренные выше воздухонагреватели, имеют теплообменную поверхность, одну или две трубные доски, три или две боковые стенки и фланцы для присоединения аппарата к смежным секциям системы. Кроме того, электрокалориферы имеют одну или две клеммные коробки. Принципиальное устройство электрокалорифера показано на рис. 14.

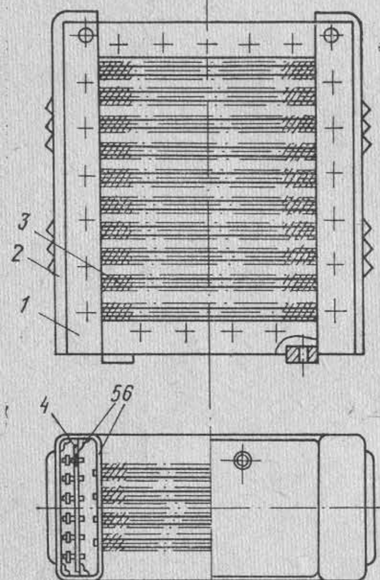


Рис. 14. Общий вид электрокалорифера

1 — каркас; *2* — кожух; *3* — трубчатый электронагреватель; *4* — колодка; *5* — наконечник; *6* — трубная решетка

Теплообменная поверхность обычно представляет собой пучок трубчатых электронагревателей (ТЭН) или электронагревательных элементов, которые могут располагаться относительно друг друга так же, как и оребренные трубки в обогреваемых водой и паром воздухонагревателях (в шахматном, смещенном или коридорном порядке).

ТЭН изготовляют U-образными и прямолинейными, гладкотрубными и оребренными. Диаметры ТЭН составляют 7—19 мм, толщина стенок 1—1,5 мм. Электронагреватели работают на переменном или постоянном токе.

Оребрение трубок применяют для увеличения теплоотдающей поверхности. Тепловой контакт между ребрами и трубками чаще всего достигается цинкованием. Применение ребер считают целесообразным, если удовлетворяется неравенство

$$\frac{2\lambda}{\alpha\delta} > 5,$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала ребер; α — коэффициент теплоотдачи в заданных условиях работы теплообменника; δ — толщина ребра, м.

Каждый электронагревательный элемент представляет собой стальную, медную или латунную трубку, внутри которой находится наполнитель с запрессованной в него нихромовой или фехралевой спиралью диаметром 0,2—1,6 мм (рис.15). Концы спиралей приваривают к стальным или никелевым контактным стержням. На стержни насажены керамические изоляторы, а на изоляторы — специальные шайбы для крепления ТЭН к трубной доске, которая является также корпусом клеммной коробки электронагревателя. Наполнителем ТЭН служат порошок плавленой окиси магния (периклаз), раздробленная окись алюминия (электрокорунд) или чистый кварцевый песок. Наполнитель выполняет несколько задач: удерживает спираль в центре трубки, является проводником тепла от спирали к внутренней стенке трубки, а также электроизолятором между ними. Наполнитель должен иметь большое электрическое сопротивление и высокую теплопроводность. Благодаря герметизации спираль в трубке электронагревательного элемента не окисляется, что увеличивает срок службы ТЭН (до 4000 ч).

Для нагревания воздуха применяют ТЭН со стальными трубками, так как воздух является неагрессивчой средой. Иногда для ТЭН используют оболочки из другого металла (биметаллические трубки).

Трубчатые нагревательные элементы крепятся к трубной решетке, которая является корпусом клеммной коробки воздухонагревателя. Контактные стержни нагревателей соединяют между собой перемычками. Ряды ТЭН, поперечные по ходу воздуха, могут быть соединены между собой так, что образуют самостоятельные регулируемые секции. В таких калориферах возможно ступенчатое регулирование мощности.

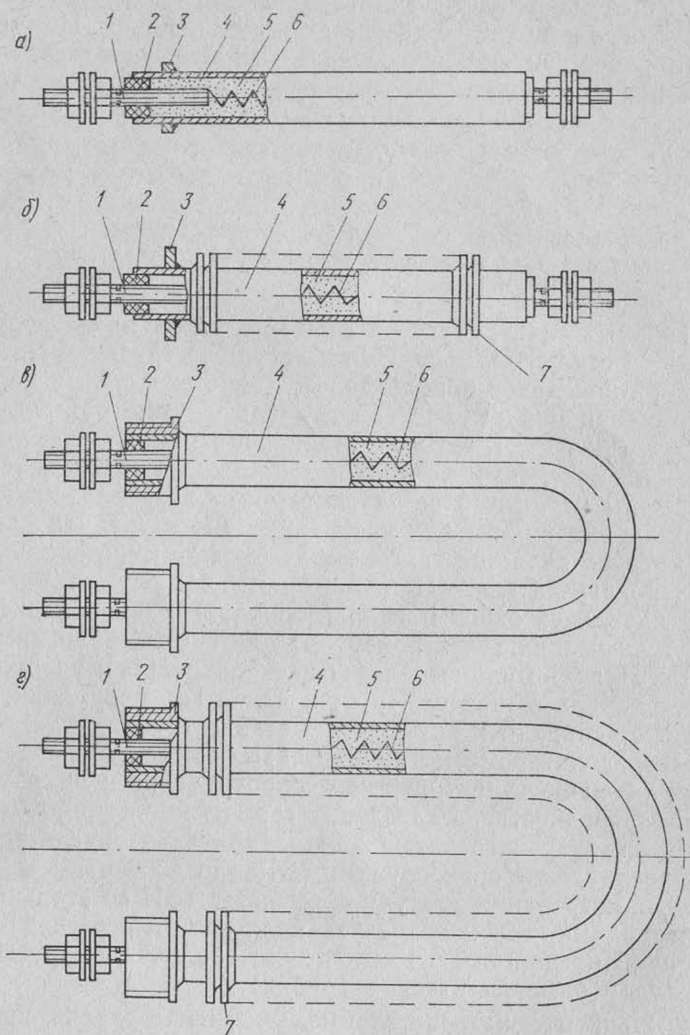


Рис. 15. Принципиальное устройство трубчатого электронагревателя

а — гладкотрубный прямолинейный; *б* — оребренный прямолинейный; *в* — гладкотрубный U-образный; *г* — оребренный U-образный; *1* — металлический контактный стержень; *2* — керамический изолятор; *3* — шайба; *4* — металлическая трубка; *5* — наполнитель; *6* — спираль; *7* — ребро

ТЭН помещают в корпус (кожух) воздухонагревателя, представляющий собой сварную конструкцию из тонколистовой стали.

В приложении 11 приведены перечень электронагревателей воздуха, выпускаемых отечественной промышленностью для систем вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха общепромышленных объектов, и их характеристики.

2. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ВОДОВОЗДУШНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

В водовоздушных поверхностных теплообменниках внутри трубок протекает подаваемая насосом горячая вода, а с внешней стороны эти оребренные трубки омываются менее нагретым, чем вода, воздухом. Движение воздуха всегда создается вентилятором. Из-за наличия разности температур между протекающими в воздухонагревателе теплообменивающимися средами тепло передается от более нагретой воды воздуху, который имеет меньшую температуру. В результате теплообмена вода в трубках теплообменника постепенно охлаждается, а воздух последовательно по ходу нагревается. При этом разность температур между водой и воздухом в различных точках воздухонагревателей чаще всего изменяется. Известно, что количество тепла, передаваемое от воды к воздуху, пропорционально разности температур между этими средами и обратно пропорционально термическому сопротивлению. Неодинаковые разности температур в различных точках воздухонагревателей при одних и тех же термических сопротивлениях вызывают разные плотности теплового потока. Под плотностью теплового потока следует понимать количество тепла, передаваемого через единицу площади поверхности теплообмена в единицу времени при данном тепловом режиме работы.

Термические сопротивления зависят от многих факторов: режимов течения обеих теплообменивающихся сред, геометрических размеров, формы и чистоты поверхностей теплообмена, отношения наружной поверхности теплообмена к внутренней, теплофизических параметров воздуха и воды, а также теплофизических характеристик материала теплообменной поверхности. Режимы течения, а также теплофизические параметры воз-

духа и воды в различных точках воздухонагревателя изменяются. Изменяются также термические сопротивления. Величину, обратную термическому сопротивлению, называют коэффициентом теплопередачи.

Как уже отмечено выше, термические сопротивления (а следовательно, и коэффициенты теплопередачи) и разности температур воды и воздуха имеют различные значения для различных точек воздухонагревателей. Однако для решения практических задач эти значения приходится осреднять, вводить ряд упрощающих предположений, идеализировать процессы, а затем в полученные решения вводить поправки, приближенно учитывающие влияние различных исключенных из рассмотрения факторов.

Разделы теории теплопередачи и гидродинамики обширны и многообразны, поэтому ограничимся кратким рассмотрением теплотехнических, гидравлических и аэродинамических характеристик воздухонагревателей. Сделаем это с помощью предложенных автором совместно с А. А. Рымкевичем диаграмм совмещенных характеристик (ДСХ), строящихся для поверхностных теплообменников [39, 53, 54].

В основу расчета ДСХ теплообменников положены уравнения, приведенные в работе [24], для определения к. п. д. теплообменника ε и числа единиц переноса тепла NTU, а также эмпирические данные.

Использование величин ε, NTU и отношения водяных эквивалентов сред $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$, редко применяемых в отечественной практике при расчетах теплообменников для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, значительно упрощает процесс решения задач, так как в этом случае из расчетной зависимости для определения теплового потока Q исключается средняя разность температур теплоносителей $\overline{\Delta t}$. Простота расчета теплообменников с помощью наиболее часто применяемой формулы $Q=\kappa F\overline{\Delta t}$ является только кажущейся.

Тепловой поток Q, под которым следует понимать [57] общее количество тепла, передаваемого от воды к воздуху в единицу времени через произвольную поверхность, при установившемся режиме можно определить по формуле [24]

$$Q = W_{\text{мин}}\, \varepsilon\, \Delta t_{\text{н}}, \quad (1)$$

где $W_{\text{мин}}=c_iG_i$ — меньший водяной эквивалент воздуха или воды (G_i — массовый расход воздуха или воды; c_i — удельная теплоемкость воздуха или воды); $\Delta t_{\text{н}}$ — разность температур между водой и воздухом на входе в теплообменник; ε — к. п. д. (эффективность) теплообменника.

Для теплообменников с противоточной схемой движения потоков теплообменивающихся сред к. п. д. определяется с помощью следующего уравнения [24]:

$$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-NTU\left(1-\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}\right)\right]}{1-\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}\exp\left[-NTU\left(1-\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}\right)\right]}. \quad (2)$$

Число единиц переноса тепла находят по формуле

$$NTU = \frac{kF}{W_{\text{мин}}}. \quad (3)$$

В формулах (2) и (3): k — коэффициент теплопередачи (средний по поверхности теплообмена); F — поверхность теплообмена; $W_{\text{макс}}=c_iG_i$ — водяной эквивалент воды или воздуха (больший из них); $\exp\,[M]=e^{[M]}$ ($e=2{,}718$; $M=[-NTU(1-W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}})]$).

Для теплообменников с прямоточной схемой движения потоков теплообменивающихся сред [24]

$$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-NTU\left(1+\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}\right)\right]}{1+\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}}. \quad (4)$$

Для теплообменных аппаратов с перекрестным током воздуха и воды, у которых один поток перемешивается (воздух), а второй не перемешивается (вода), справедливы следующие уравнения [24]:

а) если $W_{\text{в}}/W_w>1$, т. е. $W_w/W_{\text{в}}=W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$, то

$$\varepsilon = \frac{1}{W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}}\left\{1-\exp\left\{-[1-\exp(-NTU)]\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}\right\}\right\}, \quad (5)$$

б) если $W_{\text{в}}/W_w<1$, т. е. $W_{\text{в}}/W_w=W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$, то

$$\varepsilon = 1-\exp\left\{-\left[1-\exp\left(-NTU\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}}\right)\right]\frac{1}{W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}}\right\}. \quad (6)$$

Вычисленные с помощью ЭЦВМ значения к. п. д. трех схем движения потоков теплообменивающихся сред по уравнениям (2), (4)—(6) приведены в приложениях 2—5.

С помощью номограмм (рис. 16—19) можно весьма просто и достаточно точно вычислять значения к.п.д. теплообменников.

Перепады температур воздуха $\Delta t_в$ и воды Δt_w определяются из уравнения [24]

$$\varepsilon = \frac{W_в \, \Delta t_в}{W_{мин} \, \Delta t_н} = \frac{W_w \, \Delta t_w}{W_{мин} \, \Delta t_н} , \qquad (7)$$

где $W_в$ и W_w — водяные эквиваленты соответственно воздуха и воды.

Энергетический коэффициент E характеризует эффективность использования электроэнергии, затраченной на подачу через теплообменник воздуха и воды [25]:

$$E = \frac{Q}{N} \qquad (8)$$

$$\left(E = \frac{Q}{AN} \text{ — в единицах МКГСС}\right),$$

где

$$N = N_в + N_w = L_в \, \Delta p + L_w \, \Delta H \qquad (9)$$

$$[AN = A \, (N_в + N_w) = A \, (L_в \, \Delta p + L_w \, \Delta H)].$$

В выражении (9): N, $N_в$ и N_w — мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления движущихся через воздухонагреватель соответственно теплообменивающихся сред, воздуха и воды; Δp и ΔH — аэродинамическое и гидравлическое сопротивления воздухонагревателя; A — тепловой эквивалент работы в системе МКГСС [$A = 1/427$ ккал/(кгс·м)].

Приведенные функциональные зависимости (1)—(8) можно разбить на две группы. В первую группу входят зависимости для определения величин NTU и ε, которые содержат только по две независимые переменные $v\rho$ и w (или $W_в$ и W_w).

Вторая группа состоит из функций Q, $\Delta t_в$, Δt_w и E, которые зависят от трех независимых переменных $v\rho$, w и $\Delta t_н$ (или $W_в$, W_w и $\Delta t_н$), а величина E — еще и от $\rho_в$. Величина $\rho_в$ при расчете значений E принимается постоянной, равной среднему значению.

На координатных осях ДСХ откладывают величины $v\rho$ и w, так как они являются независимыми переменными для всех строящихся характеристик воздухонагревателя.

Диаграмма совмещенных характеристик поверхностного воздухонагревателя представляет собой совокупность его теплотехнических и экономических характе-

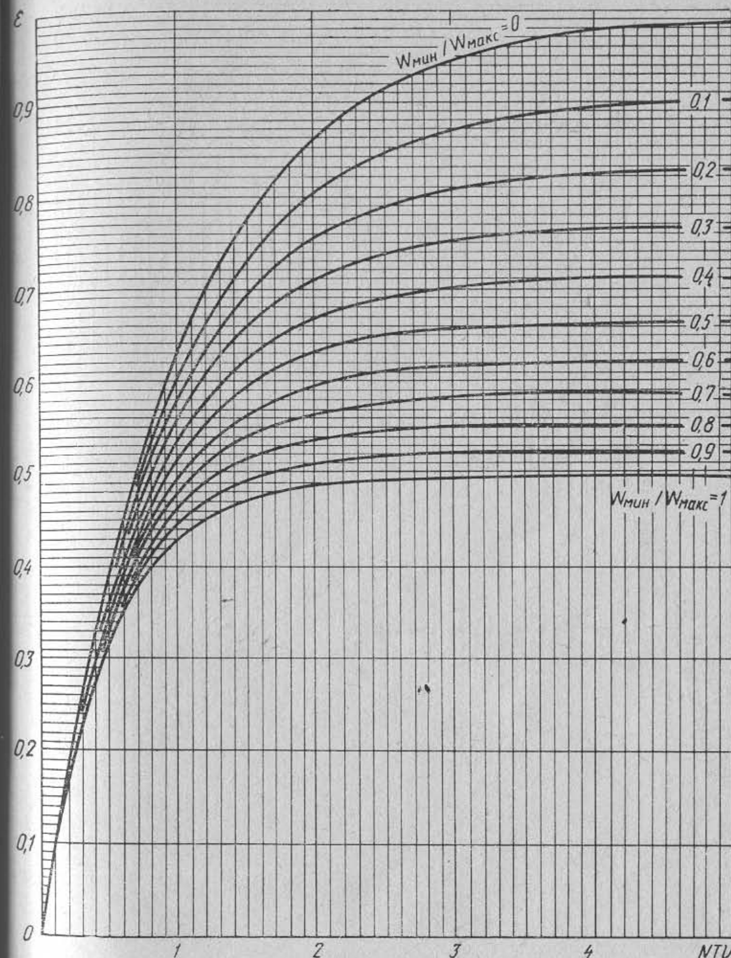


Рис. 16. Графики функции $\varepsilon = f(NTU, W_{мин}/W_{макс})$ для прямоточной схемы

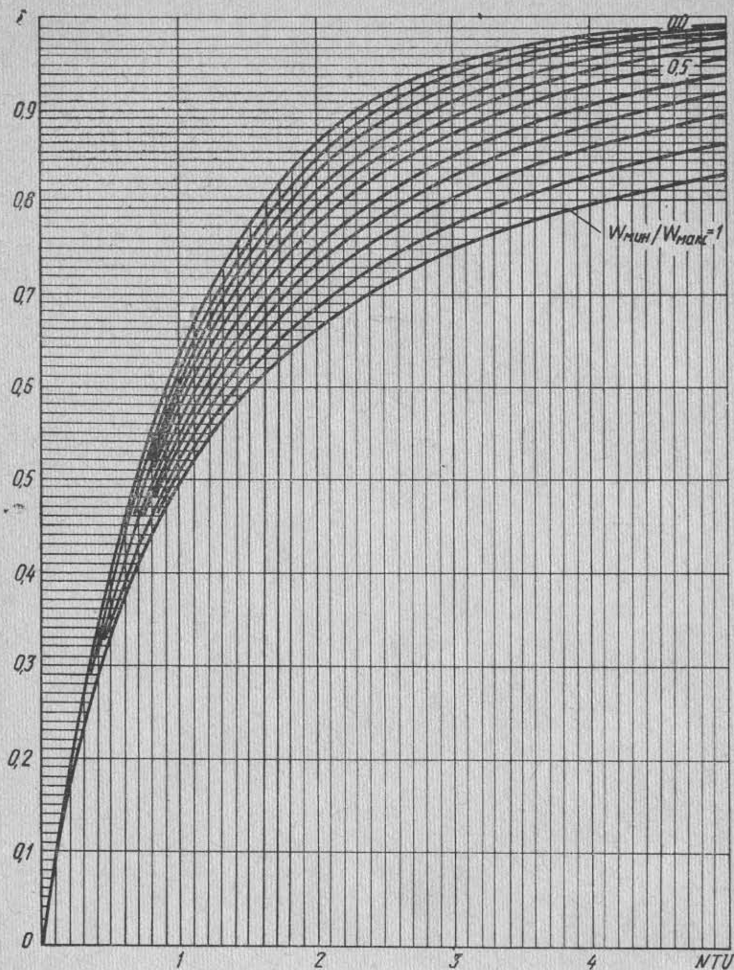


Рис. 17. Графики функции $\varepsilon=f(NTU,\ W_{мин}/W_{макс})$ для противоточной схемы

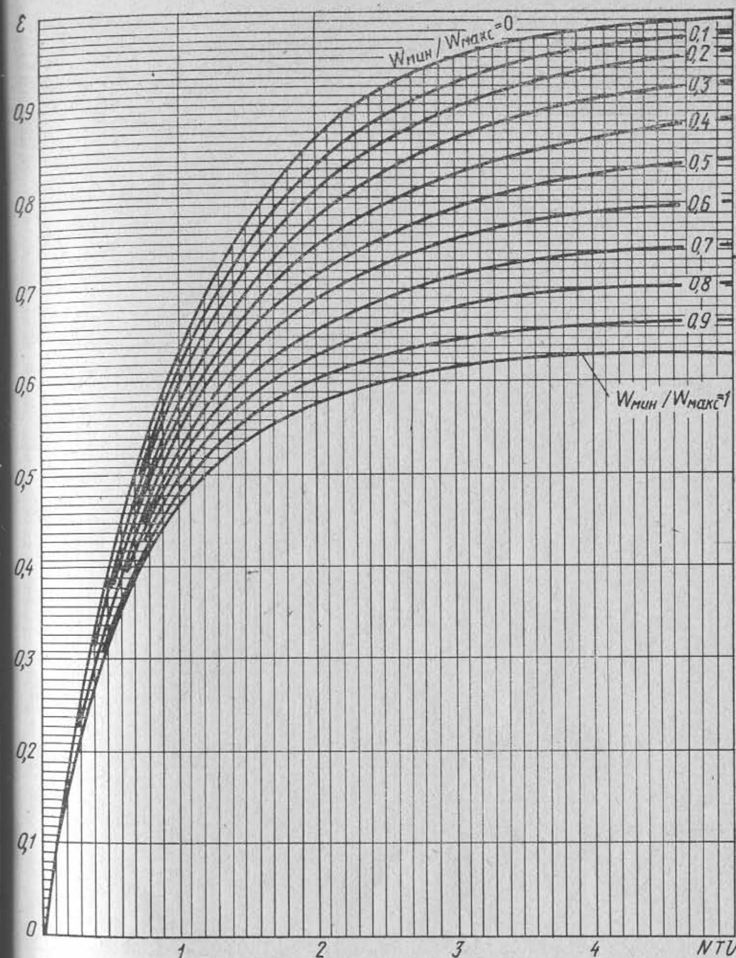


Рис. 18. Графики функции $\varepsilon=(NTU,\ W_{мин}/W_{макс})$ для перекрестноточной схемы при $W_{в}<W_{w}$ (один поток перемешивается, второй — не перемешивается)

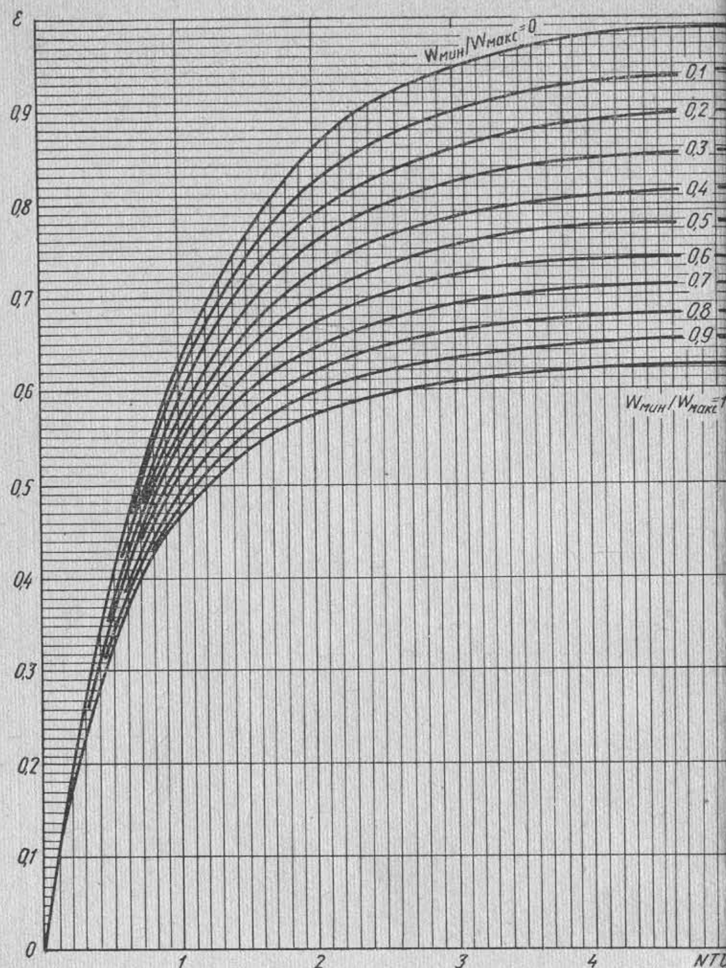


Рис. 19. Графики функции $\varepsilon = f(NTU, W_{мин}/W_{макс})$ для перекрестно-точной схемы при $W_в > W_w$ (один поток перемешивается, второй — не перемешивается)

ристик, нанесенных на одну логарифмическую сетку (рис. 20). Можно строить ДСХ и в прямоугольной системе координат с линейными шкалами. Предпочтение следует отдать диаграммам, построенным на сетках с логарифмическими шкалами, так как они упрощают пост-

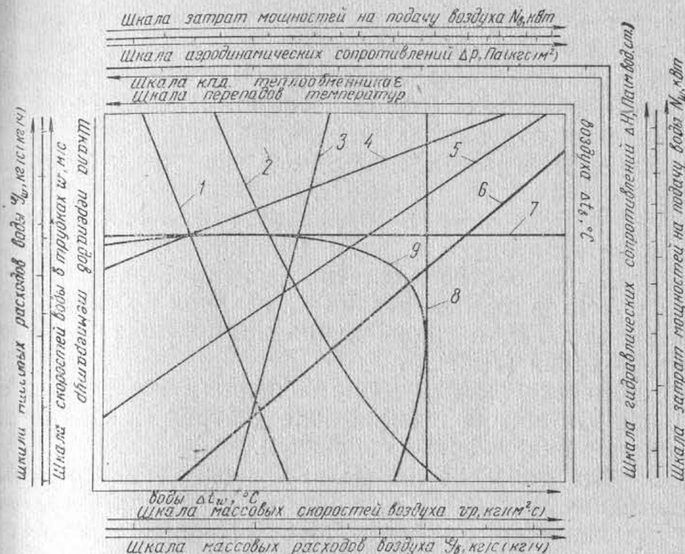


Рис. 20. Принципиальная схема диаграммы совмещенных характеристик (ДСХ)

1 — k=const; 2 — $Q_у$=const; 3 — $(\Delta t_в)_у$=const; 4 — $(\Delta t_w)_у$=const; 5 — $(W_{мин}/W_{макс})$=const; 6 — линия наименьших расходов электроэнергии (ЛНРЭ); 7 — w=const; 8 — $v\rho$=const; 9 — $E_у$=const (линии ε=const, G_w=const, $G_в$=const, Δp=const, ΔH=const, $N_в$=const, N_w=const, на ДСХ не наносятся)

роение и позволяют определять нанесенные на диаграмму величины с приблизительно одинаковой погрешностью в различных областях ДСХ.

На ДСХ наносятся следующие величины:

на оси абсцисс: внизу — массовые скорости $v\rho$ и расходы $G_в$ воздуха; в верхней части диаграммы могут быть нанесены аэродинамические сопротивления теплообменника Δp и соответствующие им мощности $N_в$, затрачиваемые на преодоление сопротивления теплообменника движущемуся через него потоку воздуха;

2* Зак. 688

на оси ординат: слева — скорости воды в трубках теп лообменной поверхности w и массовые расходы воды G_w в правой части диаграммы могут быть нанесены гидрав лические сопротивления теплообменника ΔH и мощност N_w, затрачиваемые на преодоление сопротивления тепло обменника движущемуся через него потоку воды;

вокруг поля диаграммы: слева и внизу — условны перепады температур воды в теплообменнике $(\Delta t_w)_у$ сверху и справа — условные перепады температур возду ха в теплообменнике $(\Delta t_в)_у$ и эффективность (коэффи циент полезного действия) теплообменника ε;

на поле диаграммы могут быть построены графики условного теплового потока $Q_у$, передающегося от горя чей воды к менее нагретому воздуху; отношения водяны эквивалентов воздуха и воды (меньшего к большему) $W_{мин}/W_{макс}$, условного энергетического коэффициента $E_у$ коэффициентов теплопередачи k, величин единиц пере носа тепла NTU, а также линия наименьших расходо электроэнергии (ЛНРЭ).

Всем перечисленным выше величинам независимо о того, где они обозначены, на поле диаграммы соответст вуют линии их постоянных значений.

Если известны две любые величины, характеристик которых имеются на ДСХ, то легко определить все ос тальные нанесенные на диаграмму величины, соответст вующие известным. Определяемые значения находятс на диаграмме в точке пересечения характеристик задан ных величин.

ДСХ строят для постоянной разности температур во ды и воздуха на входе в теплообменник $(\Delta t_н)_у$ и поэтом нанесенные на диаграмму значения $Q_у$, $(\Delta t_в)_у$, $(\Delta t_w)_у$ $E_у$ соответствуют только принятому перепаду. Для упро щения пересчетов условных величин, нанесенных н ДСХ, в действительные рекомендуется принимат $(\Delta t_н)_у$ равным 1; 10 или 100. Принятое значение $(\Delta t_н)$ указывается в подрисуночной подписи к ДСХ.

При изменении $\Delta t_н$ взаимное расположение всех ха рактеристик на ДСХ остается неизменным, а значени теплопроизводительности Q, перепада температур возду ха $\Delta t_в$ и воды Δt_w, а также энергетического коэффициен та E отличаются в k_t раз от значений соответствующи характеристик, нанесенных на ДСХ:

$$B = k_t B_у , \quad (10$$

где B и $B_у$ — значения Q, $\Delta t_в$, Δt_w и E — соответственно при $\Delta t_н$ $(\Delta t_н)_у$;

$$k_t = \frac{\Delta t_н}{(\Delta t_н)_у}, \quad (11)$$

где $(\Delta t_н)_у$ и $\Delta t_н$ — принятая при построении ДСХ условная и действительная разность температур воды и воздуха на входе в теплообменник.

Уравнения (10) и (11) справедливы как для одиночного теплообменника, работающего при различных температурах воды и воздуха на входе в аппарат, так и для каждого последовательно соединенного по ходу воздуха такого же теплообменника при объединении теплообменников в одной установке.

Метод построения ДСХ для теплообменников при нагревании воздуха не имеет принципиальных отличий от ранее рассмотренного [54] для теплообменников при сухом охлаждении воздуха.

Диаграмма совмещенных характеристик поверхностного теплообменника — это сжатый справочник конкретного теплообменного аппарата, содержащий количественные теплотехнические, аэродинамические, гидравлические, а также экономические характеристики, выраженные в графической форме. Все эти характеристики построены на одном графике (совмещены). Такое совмещение разнообразных характеристик теплообменного аппарата позволяет определять не только значения его характеристик, но и наиболее экономичные эксплуатационные режимы его работы.

Принципиальная особенность диаграмм, а также их большое практическое значение состоят в том, что они связывают теплотехнические и экономические характеристики теплообменников. Такая графическая связь позволяет производить качественный и количественный анализ работы воздухонагревателей, определять оптимальные режимы их работы, а также решать разнообразные теплотехнические задачи, возникающие при проектировании, наладке и эксплуатации.

Под оптимальными режимами работы теплообменников подразумеваются такие режимы, для осуществления которых требуются наименьшие затраты на электроэнергию и воду при передаче аппаратом одного и того же количества тепла. ДСХ существенно упрощает расчет, делая его доступным для специалистов средней квалификации. Погрешность, вносимая в расчет при использовании ДСХ, зависит от принятого при построении диаграммы масштаба (модуля шкалы). Большинство

величин, нанесенных на ДСХ с модулем 125 мм, можно определить с помощью диаграммы достаточно точно. Относительная погрешность значений величин, полученных с помощью ДСХ, по сравнению с их значениями, вычисленными аналитически, не превышает 5%.

Цель ДСХ — дать ответ на вопрос, чему равны значения Q, $\Delta t_в$, Δt_w, Δp, ΔH и других величин при заданных значениях $v\rho$, w и $\Delta t_н$ и какие сочетания $v\rho$ и w наиболее выгодны с экономической точки зрения. С помощью ДСХ возможны также решения и разнообразных обратных задач. Причем для определения значений перечисленных выше величин, кроме Δp и ΔH, достаточно найти их на ДСХ и умножить на поправочный множитель k_t, так как на диаграмме величины построены при определенном значении $(\Delta t_н)_у$. Величины Δp и ΔH пересчитывать не требуется.

Значения характеристик теплообменника, нанесенных на ДСХ, определяются гидродинамической ($v\rho$ и w) и температурной (t_1 и $t_н$ или $\Delta t_н$) обстановкой, в которой находится аппарат. Любой теплообменник при определенных скоростях воздуха и воды, а также перепаде их температур на входе в теплообменник имеет строго определенные значения Q, $\Delta t_в$, Δt_w, Δp, ΔH и других величин. При изменении хотя бы одной из перечисленных выше величин ($v\rho$, w, $\Delta t_н$) изменяются все зависящие от них характеристики (Q, $\Delta t_в$, Δt_w и др.).

Так, при $v\rho = 6{,}5$ кг/(м²·с), $w = 0{,}25$ м/с и $(\Delta t_н)_у = 100°C$ в точке *1* на рис. 21, теплообменник Кд 2019 будет иметь следующие характеристики: $Q_у \approx 122$ кВт (105 000 ккал/ч), $(\Delta t_в)_у \approx 30°C$, $(\Delta t_w)_у \approx 38°C$, $\Delta p \approx 84{,}3$ Па (8,6 мм вод. ст.), $\Delta H \approx 17{,}6$ кПа (1,8 м вод. ст.), $E_у \approx 39$.

Если постепенно изменять расход воды через теплообменник, а следовательно, и ее скорость в трубках аппарата, например сделать ее равной 0,95 м/с, то этот процесс изобразится на ДСХ вертикальной линией *1—2* (см. рис. 21).

Постепенное увеличение скорости воды можно представить движущейся снизу вверх точкой, которая перемещается от точки *1* к точке *2*. По мере продвижения рассматриваемой точки вверх по ДСХ будут изменяться $Q_у$, $(\Delta t_в)_у$, $(\Delta t_w)_у$, ΔH, а также $E_у$. Значения $Q_у$, $(\Delta t_в)_у$ и ΔH при этом возрастают [в точке *2* $Q_у \approx 177$ кВт (152 000 ккал/ч), $(\Delta t_в)_у \approx 43°C$ и $\Delta H \approx 200$ кПа (20,4 м вод. ст.)]. Значение $E_у$ сначала несколько возрастает (при $w \approx 0{,}4$ м/с $E_у \approx 41$), а затем заметно уменьшается (в точке *2* $E_у \approx 20$), значение Δp остается неизменным, а $(\Delta t_w)_у$ уменьшается до 15°C. Значение $E_у$ в точке *2* в 2 раза меньше, чем в точке *1*. Это означает, что в точке *2* на передачу каждой единицы тепла затрачивается в 2 раза больше мощности, чем в точке *1*.

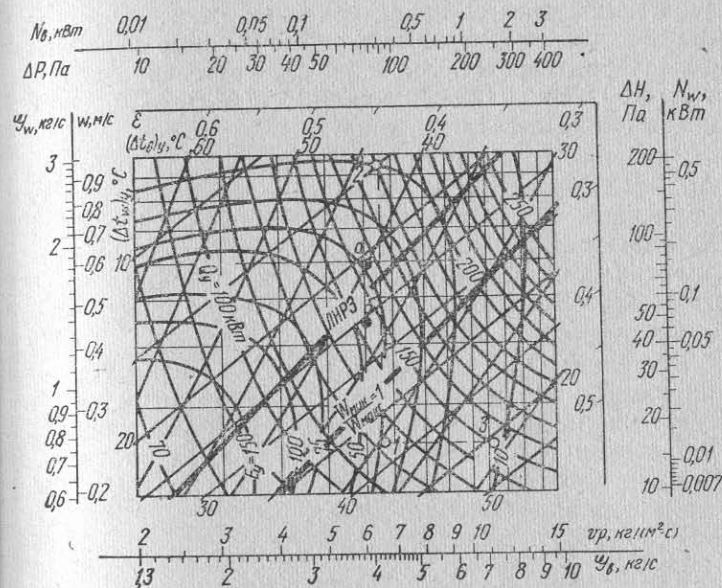


Рис. 21. Диаграмма совмещенных характеристик секции подогреза Кд 2019

$(\Delta t_н)_у = 100°C$; $F = 77{,}8$ м²; $f_в = 0{,}65$ м²; $f_w = 0{,}00305$ м²

Интенсивность возрастания величин различная. В рассмотренном случае ΔH увеличилась примерно в 11 раз, а $Q_у$ — лишь в 1,5. Неравномерная интенсивность возрастания полезных [$Q_у$, $(\Delta t_в)_у$, а в других режимах работы $(\Delta t_w)_у$ и $E_у$] и вредных (ΔH, а в других режимах работы и Δp) характеристик теплообменника обусловливает существование оптимальных эксплуатационных режимов его работы. Оптимальные режимы характеризуются максимальными значениями $E_у$ при одних и тех же значениях $Q_у$ или, наоборот, — максималь-

ными значениями $Q_у$ при определенных (одних и тех же) значениях $E_у$.

Если постепенно изменять расход воздуха через теплообменник, а следовательно, и его массовые скорости, например от 6,5 до 11 кг/(м²·с), то этот процесс изобразится на ДСХ горизонтальной линией *1—3*, а увеличение $v\rho$ можно представить движущейся слева направо точкой. По мере продвижения точки вправо по линии *1—3* будут изменяться ее характеристики, т. е. $Q_у$, $(\Delta t_в)_у$, $(\Delta t_w)_у$, Δp, $E_у$ и другие величины, которые движущаяся точка характеризует. Значение $Q_у$ постепенно возрастает до 150 кВт (129 000 ккал/ч), $(\Delta t_w)_у$ — до 46°С, а Δp — до 235 Па (24 мм вод. ст.).

Значения $(\Delta t_в)_у$ и $E_у$ уменьшаются [в точке 3 $(\Delta t_в)_у \approx 22$°С, а $E_у \approx 11$]. Значение Δp в этом случае увеличивается приблизительно в 2,8 раза, а $Q_у$ — лишь в 1,2. Здесь так же, как и в ранее рассмотренном случае, сопротивление, а следовательно, и затраты мощности растут более интенсивно, чем количество передаваемого тепла.

Величины $Q_у$, $(\Delta t_в)_у$, $(\Delta t_w)_у$ и $E_у$ изменяются также при изменении разности температур теплоносителей $(\Delta t_н)_у$ на входе в теплообменник. При увеличении или уменьшении $(\Delta t_н)_у$ во столько же раз соответственно увеличиваются или уменьшаются значения $Q_у$, $(\Delta t_в)_у$, $(\Delta t_w)_у$ и $E_у$ во всех точках ДСХ.

Проанализируем работу одиночного воздухонагревателя с помощью ДСХ, представленной на рис. 21.

Каждой точке на ДСХ соответствуют вполне определенные значения $v\rho$, w, ε, Δp, ΔH, а при заданных температурах воздуха и воды на входе в теплообменник, т. е. при известном значении $\Delta t_н$, кроме того, значения $\Delta t_в$, Δt_w, Q, E и других величин. Назовем работу воздухонагревателя при конкретных соответствующих друг другу значениях перечисленных величин режимом его работы. Таких точек на ДСХ, а следовательно, и режимов работы теплообменников бесконечное множество.

Нередко говорят о номинальных характеристиках теплообменников. Эти номинальные характеристики соответствуют лишь одному режиму работы аппарата, так как они определяются точками на соответствующих ДСХ. Номинальные характеристики можно использовать только для приблизительного определения области использования теплообменников, а также их отличий между собой. Они не являются полной характеристикой воздухонагревателя.

Область изменения теплопередачи теплообменников всегда значительно шире, чем необходимо для практического использования. При малых значениях $v\rho$ и w воздухонагреватели используются ограниченно, так как резко возрастают габариты установок, увеличивается опасность замерзания воды в трубках при отрицательных температурах воздуха на входе в аппарат, а также возрастают капитальные затраты. При больших значениях $v\rho$ и w увеличиваются эксплуатационные расходы. Существует также предел допустимых скоростей воды в трубках теплообменников.

Из-за перечисленных причин экспериментальное исследование воздухонагревателей проводят в ограниченных интервалах изменения $v\rho$ и w. Области исследования воздухонагревателей ограничивают и области построения ДСХ. Следует заметить, что эти области не всегда полностью охватывают практически важные режимы работы теплообменников.

Одну из важнейших частей эксплуатационных расходов составляет стоимость электроэнергии, затрачиваемой в воздухонагревателе на подачу через него воздуха и воды. Эту часть затрат удобно характеризовать энергетическим коэффициентом E. Линии постоянных значений энергетического коэффициента ($E_у$=const) показывают, во сколько раз больше энергии (тепла) передается от воды к воздуху, чем затрачивается на подачу этих теплообменивающихся сред через теплообменник. С возрастанием величин $v\rho$ и w или одной из них, начиная с некоторых их значений, не одинаковых в разных зонах ДСХ, $E_у$ уменьшается.

Анализ ДСХ показывает, что если будет изменяться лишь одна из величин $v\rho$ или w, то возможности увеличения теплопередачи ограничиваются. Это особенно наглядно видно при увеличении значения w и небольших постоянных значениях величин $v\rho$. Так, расчеты показывают (см. рис. 21), что при $v\rho$=3 кг/(м²·с) и изменении w от 0,5 до 1 м/с $Q_у$ возрастает всего лишь на 10,5 кВт (9000 ккал/ч), в то время как при изменении w от 0,2 до 0,7 м/с $Q_у$ увеличивается на 26,8 кВт (23 000 ккал/ч).

Если величины $v\rho$ и w возрастают одновременно и в определенных соотношениях, то наблюдается непрерыв-

ный рост величины $Q_у$. Для каждого теплообменника существуют наиболее благоприятные отношения величин $v\rho$ и w, определяющих режим его работы, для которых значениям $Q_у$ будут соответствовать наибольшие значения энергетических коэффициентов $E_у$. Такие режимы работы объединены на ДСХ линией, названной ЛНРЭ (линией наименьших расходов электроэнергии). В тех случаях, когда стоимость воды можно не учитывать, ЛНРЭ являются также линиями оптимальных режимов работы (ЛОРР) соответствующих теплообменников. Чем больше значение $v\rho$, тем большей должна быть скорость воды w в трубках теплообменника. Например, если не учитывать стоимость воды, то для теплообменника Кд 2019 при $v\rho=2{,}4$ кг/(м$^2\cdot$с) соответствует наиболее целесообразная скорость воды $w=0{,}2$ м/с, а при $v\rho=$ $=9{,}5$ кг/(м$^2\cdot$с) $w=0{,}8$ м/с.

Если сопоставить рекомендации по выбору режимов работы воздухонагревателей, приведенные в отечественной и зарубежной литературе, с рекомендациями, вытекающими из анализа ДСХ, то можно сделать следующие выводы.

1. Оптимальные значения скоростей воздуха v и воды w, а также перепадов температур воды в воздухонагревателях Δt_w находятся в более широких интервалах по сравнению с интервалами их значений, приведенными в технической литературе [46].

2. Широкие интервалы оптимальных значений величин ставят в затруднительное положение расчетчика при выборе параметров для конкретного поверочного расчета воздухонагревателей, в то время как ДСХ позволяет определять такие параметры, которые находятся на линиях оптимальных режимов работы теплообменника, частным видом которых является линия наименьших расходов электроэнергии.

Характеристики воздухонагревателя на ДСХ определяются без учета влияния на них соответствующих характеристик других элементов воздухонагревательной установки, совместно с которыми он работает в системе. Дополнительные элементы (воздуховоды, трубопроводы, вентилятор, насос и др.), входящие в общую схему воздухонагревательной установки, не будут непосредственно участвовать в теплообмене, но будут иметь свои аэродинамические и гидравлические сопротивления, которые должны суммироваться с аналогичными сопротивлениями воздухонагревателей и отклонять оптимальные режимы установок от оптимальных режимов воздухонагревателей. Все теплотехнические характеристики воздухонагревательной установки могут определяться по ДСХ для воздухонагревателей, а аэродинамические, гидравлические и экономические — по ДСХ, построенной для установки. Оптимальные режимы работы воздухонагревательной установки можно построить также и на ДСХ для воздухонагревателей в виде соответствующих дополнительных линий — характеристик.

Из анализа диаграмм совмещенных характеристик воздухонагревателей следует также, что неправомерно характеризовать теплообменник какими-то однозначными величинами по теплопередаче, даже при постоянных расходах воздуха и воды. Теплопередача прямо пропорциональна перепаду температур воды и воздуха на входе в теплообменник $\Delta t_н$. Если ДСХ построена при $(\Delta t_н)_у=1$°C, то действительные значения Q, $\Delta t_в$, Δt_w, E при данном режиме работы отличаются от нанесенных на ДСХ в $\Delta t_н$ раз.

Таким образом, каждый теплообменник может работать в бесконечно большом числе режимов. Причем эти режимы определяются аэродинамической и гидродинамической обстановкой и температурами теплообменивающихся сред на входе в аппарат, а количественные характеристики каждого режима отличаются по значениям. Стоит изменить хотя бы одну из величин ($v\rho$, w, t_1, $t_н$) в воздухонагревателе, как неизбежно изменятся режим работы аппарата и его характеристики. Перечисленными величинами можно управлять, причем выбирать их такими, чтобы аппарат работал в наиболее благоприятных с экономической точки зрения условиях.

3. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ПАРОВОЗДУШНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

В паровоздушных воздухонагревателях внутри трубок проходит водяной пар и его конденсат, а с внешней стороны эти оребренные трубки омываются воздухом. Из-за существующей разности температур между пароконденсатной смесью и воздухом происходит теплопередача, в результате которой воздух нагревается, а пар конденсируется. При превращении пара в конденсат выделяется скрытая теплота парообразования r. Если

давление пара во время его конденсации не изменяется, то и температура остается постоянной.

Работа воздухонагревательной установки, состоящей из паровоздушных нагревателей, отличается от работы водовоздушных теплообменников. Эти отличия заключаются:

в необходимости отводить от воздухонагревателей конденсат и не пропускать пар до тех пор, пока он не превратится в воду;

в постоянстве отношения водяных эквивалентов теплообменивающихся сред и температуры пара во время работы аппаратов;

в независимости эффективности работы аппарата от схем движения теплоносителей.

Во время работы паровоздушного воздухонагревателя внутри его трубок происходит конденсация пара, подаваемого в теплообменник, а поэтому в трубках движется не однофазная жидкая среда, а две среды — пар и его конденсат (пленка горячей воды), причем концентрация пара в смеси при его движении внутри труб не изменяется.

Конденсирующийся пар выпадает на внутренней поверхности трубок в виде сплошной пленки или в виде отдельных капель. Пленочная конденсация возникает на поверхностях, смачиваемых выпадающим конденсатом. Капельная конденсация возникает на несмачиваемых поверхностях охлаждения.

При обеспечении равномерного распределения пара по трубкам теплообменника, подаче пара в соответствии с теплопроизводительностью аппарата и надежном удалении воздуха из внутреннего объема воздухонагревателя коэффициент внутренней теплоотдачи при капельной конденсации водяного пара в среднем равен 40 000—100 000 Вт/(м^2·°С), а при пленочной конденсации — 7000—12 000 Вт/(м^2·°С). Практически в современных паровых воздухонагревателях всегда наблюдается пленочная конденсация паров.

Термическое сопротивление собственно пара пренебрежимо мало по сравнению с термическим сопротивлением пленки конденсата. Считают, что на границе раздела фаз устанавливается температура насыщения, равная температуре в центре паровой фазы.

Движение пара вызывает трение на границе раздела фаз. Это трение при совпадении направления течения пара с направлением силы тяжести создает дополнительную движущую силу. При этом скорость течения пленки увеличивается, толщина ее уменьшается и коэффициент теплопередачи возрастает. При течении пара снизу вверх, т. е. обратно направлению силы тяжести, пленка тормозится потоком пара, и коэффициент теплоотдачи уменьшается.

Пароводяная смесь движется в воздухонагревателях по вертикально или горизонтально расположенным трубкам. Процесс теплоотдачи при конденсации пара в первом и во втором случаях имеет некоторые различия и в обоих случаях очень сложен и недостаточно изучен. В паровоздушных теплообменниках наиболее часто встречаются конструкции с вертикальным расположением трубок.

В воздухонагревателях с горизонтальным расположением трубок процесс конденсации пара и теплообмен между паром и внутренними стенками трубок также весьма сложен. Он существенно зависит от соотношения сил трения на границе между жидкой и парообразной фазой и сил тяжести, режима течения пленки конденсата, диаметра труб $d_{вн}$, длины труб $l_{тр}$ и от других факторов.

Известно, что конденсация пара при постоянном давлении так же, как и кипение жидкости, происходит при постоянной температуре. Температура пара в паровоздушном воздухонагревателе равна температуре насыщенного пара $t_п$, соответствующей давлению, равному наблюдаемому в теплообменнике $p_п$. Давление в теплообменнике мало отличается от давления в подводящей магистрали. В приложении 1 приведены данные о температуре насыщенного пара, зависящей от его давления.

Теплоемкость паровоздушной смеси при фазовом превращении равна бесконечности, а поэтому равен бесконечности и ее водяной эквивалент

$$W_{см} = c_{см} G_{см} = W_{макс} = \infty .$$

Отношение водяных эквивалентов $(W_{мин}/W_{макс}) = 0$, так как значение $W_{мин}$, равное $c_в G_в$, является конечной величиной.

Известно, что для процессов, характеризующихся $(W_{мин}/W_{макс}) = 0$, интенсивность теплопередачи не зависит от схемы движения теплообменивающихся сред и

к. п. д. теплообменников для всех схем определяется по единому уравнению [24]

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}. \quad (12)$$

Значения к. п. д., вычисленные по этой формуле для различных NTU, приведены в приложениях 2—5 (колонка при $W_{мин}/W_{макс}=0$). Графическое изображение этой зависимости приведено на рис. 16—19 (верхняя кривая).

Расход насыщенного пара $G_п$ определяется по формуле

$$G_п = k_1 \frac{Q}{r}, \quad (13)$$

где k_1 — коэффициент запаса, учитывающий неполноту конденсации пара ($k_1=1{,}2$).

Скрытая теплота парообразования воды r — величина, зависящая от давления пара: чем оно больше, тем меньше r (значения r приведены в приложении *1*).

4. ЗАМЕРЗАНИЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

При нагревании наружного воздуха с отрицательными температурами возможны случаи замерзания воды (конденсата) в теплообменниках. Вода также может замерзнуть в подводящих и отводящих трубопроводах, если трубопроводы располагаются в местах с отрицательными температурами. Замерзание воды в воздухонагревателях и трубопроводах опасно потому, что вода, расширяясь, разрушает отдельные участки теплообменника или трубопровода и выводит воздухонагревательную установку из строя.

Для превращения воды в лед при температуре 0°С необходимо от каждого килограмма воды отвести 335 кДж (80 ккал) тепла.

Нередко считают, что для предотвращения размораживания воздухонагревателей достаточно обеспечить температуру воды на выходе из теплообменника выше 0°С. Однако обеспечение положительной средней расчетной температуры обратной воды в воздухонагревателях не гарантирует ее от замерзания. Существуют различные причины, которые могут приводить к замерзанию воды в воздухонагревателях, например эксплуатационные неисправности, конструктивные недостатки теплообменников, недочеты при проектировании и неравномерное охлаждение воды по рядам трубок воздухонагревателей.

К эксплуатационным неисправностям, которые могут

привести к замерзанию воздухонагревателей, можно отнести перерыв в электроснабжении и остановку водяного насоса, механические неисправности насоса и дефекты системы теплоснабжения. Все эти причины вызывают прекращение циркуляции воды в установке. Между тем, отвод тепла от воды к циркулирующему наружному воздуху и в окружающую среду продолжается, в результате чего продолжается дальнейшее постепенное снижение температуры воды до температуры точки ее замерзания.

Для предотвращения случаев размораживания воздухонагревателей из-за полного прекращения в них циркуляции воды существуют следующие возможности:

устанавливать теплообменники на рециркуляционном воздухе до смешения его со свежим воздухом (см. рис. 22);

смешивать теплый рециркуляционный воздух с наружным до его подогрева такими способами (см. рис. 23) и в таких соотношениях, чтобы смесь имела одинаковую и положительную температуру;

применять вместо воды антифризы;

использовать вместо водовоздушных воздухонагревателей электрокалориферы.

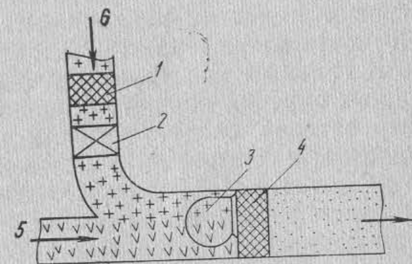


Рис. 22. Схема с установкой калорифера на рециркуляционной магистрали

1 — фильтр; *2* — калорифер; *3* — вентилятор; *4* — мягкая вставка; *5* — холодный наружный воздух; *6* — теплый рециркуляционный воздух

При смешении теплого и холодного воздуха наблюдаются расслоения потоков. Расслоение воздуха может привести к замерзанию воды или конденсата в воздухонагревателе на участке прохождения холодного слоя. Расслоение воздуха зависит от конфигурации и компоновки воздуховодов, температур хо-

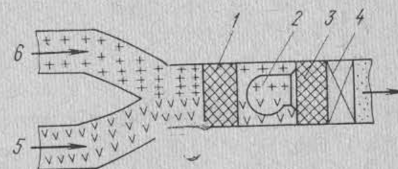


Рис. 23. Рекомендуемая схема калориферной установки

1 — фильтр; *2* — вентилятор; *3* — мягкая вставка; *4* — калорифер; *5* — холодный наружный воздух; *6* — теплый рециркуляционный воздух

лодного и нагретого воздуха; взаимного расположения вентилятора и теплообменника. В работе [49] рекомендуются схемы калориферных установок, предотвращающих расслоение нагретого и холодного потоков воздуха перед воздухонагревателем, а также замерзание в нем воды.

На рис. 22 приведена схема с установкой калорифера на рециркуляционной магистрали. Такая схема исключает возможности замерзания калориферов во время работы, однако она создает значительные проблемы устранения расслоения потоков нагретого и холодного воздуха.

На рис. 23 приведена схема, в которой холодный наружный воздух и теплый рециркуляционный воздух поступают в общий воздуховод через тройник, проходят через фильтр и вентилятор, перемешиваются там и с равномерной температурой подаются в калорифер, где смесь нагревается, а затем по приточному воздухопроводу поступают к местам раздачи. Эта схема рекомендуется [49] для калориферных установок.

К главным конструктивным недостаткам, которые во многих случаях являются причиной замерзания воздухонагревателей, следует отнести несоблюдение соотношений живых сечений патрубка, коллектора и трубок одного хода теплообменника. По этим причинам происходит снижение скорости или полное прекращение циркуляции теплоносителя в отдельных трубках теплообменной поверхности воздухонагревателей, возникают более низкие, чем средние по потоку, температуры воды, вода замерзает и разрушает трубки.

В исследованиях [9, 10, 47, 48] установлено, что при движении жидкости в распределительном коллекторе имеются три характерные области (рис. 24):

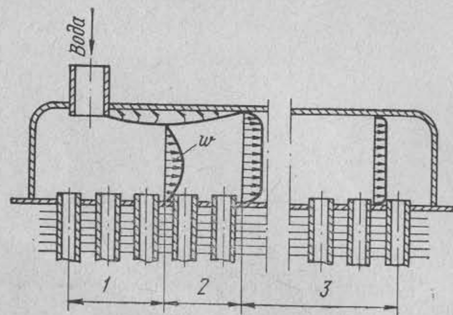


Рис. 24. Характерные области движения жидкости в распределительном коллекторе теплообменника

1 — поворота потока; *2* — расширения потока; *3* — стабилизации потока

поворота потока, в которой статическое давление уменьшается от наибольшего до наименьшего значения в сечении предельного сужения струи;

расширения потока, в которой статическое давление постепенно возрастает;

стабилизированного потока, в которой движение жидкости подчиняется уравнению Бернулли. Уравнение Бернулли для данной линии тока установившегося во времени вихревого движения невязкой и несжимаемой жидкости можно записать в следующем виде:

$$h + \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const}, \quad (14)$$

где h — расстояние от плоскости отсчета до рассматриваемой точки на линии тока по вертикали; p — гидростатическое давление в точке; ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения; w — скорость жидкости.

Зона на границе первой и второй области характеризуется наименьшим статическим давлением, а во всех трубках теплообменника, сообщающихся с этой зоной, существует опасность переохлаждения жидкости и ее замерзания из-за малых скоростей или полного прекращения циркуляции.

Для трубок наиболее часто встречающихся в воздухонагревателях длин и диаметров ($l_{тр}=1-2$ м, $d_{вн}=16-22$ мм) практически равномерное распределение теплоносителя может быть обеспечено при следующих конструктивных соотношениях [10]:

$$\frac{f_п}{\Sigma f_{тр}} \geqslant 1 \quad и \quad \frac{f_{кол}}{\Sigma f_{тр}} \geqslant 1, \quad (15)$$

где $f_п$, $f_{кол}$ и $\Sigma f_{тр}$ — площади сечений соответственно патрубка, коллектора и трубок одного (первого) хода.

В одноходовых калориферах выполнение этих требований связано с конструктивными сложностями. Такие соотношения легче обеспечить в многоходовых воздухонагревателях.

Распределение воды по трубам теплообменника зависит не только от характера изменения статического и динамического давления в коллекторе, но и от значений коэффициентов местного сопротивления [9].

По данным С. А. Михайлова, при движении воды в горизонтальном направлении или снизу вверх и скоростях теплоносителя в трубках, меньших определенного критического значения, прекращение циркуляции воды

в отдельных трубках воздухонагревателей может происходить также из-за неблагоприятных действий гравитационных сил.

При теплоносителе паре опасность замерзания воздухонагревателя не уменьшается по сравнению с опасностью замерзания его при теплоносителе воде, а при малых скоростях движения пара она даже увеличивается. Замерзание конденсата в паровых воздухонагревателях во время работы может происходить прежде всего из-за неисправности конденсатоотводчика. Рекомендуется [31] устанавливать конденсационные горшки ниже обслуживаемых ими калориферов не менее чем на 300 мм, а также отводить конденсат из конденсационных горшков самотеком.

В паровых калориферах при конденсации пара может создаваться вакуум [59], который затрудняет слив конденсата, и при обдуве воздухом, имеющим отрицательные температуры, появляются условия для образования ледяных пробок.

Для устранения вакуума рекомендуют присоединять к паропроводу между регулирующим клапаном и воздухонагревателями прерыватель вакуума. При равномерном распределении тепловой нагрузки, положительном давлении внутри трубок и беспрепятственном отводе конденсата замерзание исключается. Не следует увеличивать поверхность нагрева теплообменников. Рекомендуется [59] подбирать конденсатоотводчики на двойную или тройную расчетную нагрузку.

Для устранения случаев размораживания воздухонагревателей из-за прекращения циркуляции теплоносителя в отдельной трубке или группе трубок следует применять многоходовые аппараты с соответствующими [10] соотношениями площадей сечений патрубков, коллекторов и трубок одного хода. Кроме того, для прямоточных СКВ целесообразно [23,67] подмешивать к наружному воздуху с отрицательными температурами часть обработанного в кондиционере воздуха. А. Я. Креслинь рекомендует [32] при малых коэффициентах санитарной нормы подавать наружный воздух в кондиционер после тепловлажностной обработки рециркуляционного воздуха непосредственно перед приточным вентилятором.

Кроме эксплуатационных неисправностей, которые могут привести к размораживанию воздухонагревателей из-за полного прекращения циркуляции теплоносителя,

конструктивных недостатков теплообменников, являющихся причиной замерзания воздухонагревателей из-за прекращения или ослабления циркуляции теплоносителя в отдельных трубках аппарата, и недостатков проектирования, приводящих к замерзанию калориферов из-за расслоения смешиваемых потоков наружного и рециркуляционного воздуха, существует также опасность замерзания воздухонагревателей при положительной средней расчетной температуре воды на выходе из теплообменника из-за неравномерного ее охлаждения по рядам трубок.

Наружный воздух, проходя через теплообменник, постепенно нагревается каждым рядом трубок, а теплоноситель, проходящий внутри трубок, охлаждается. Причем наибольший нагрев воздуха и наибольшее охлаждение теплоносителя в прямоточных и перекрестно-точных теплообменниках происходят в первом по ходу воздуха ряду трубок. Это объясняется тем, что в этом ряду наблюдается наибольшая разность температур между теплообменивающимися средами при несколько меньшем коэффициенте теплопередачи. По изложенным причинам самую низкую температуру теплоносителя следует ожидать на выходе из трубок первого ряда теплообменника. Этот вывод справедлив и для противоточных воздухонагревателей, так как вода в первый ряд трубок приходит уже охлажденной в предыдущих ходах, а здесь она охлаждается дополнительно.

Выведем формулу для определения разности между средней температурой воды t_2, выходящей из патрубка теплообменника, и средней температурой воды на выходе из первого ряда трубок $(t_2)_1$.

Среднюю температуру воды на выходе из теплообменника можно определить по формуле

$$t_2 = t_1 - \Delta t_w . \quad (16)$$

Для определения средней температуры воды на выходе из первого ряда трубок также используем уравнение (10)

$$(t_2)_1 = (t_1)_1 - (\Delta t_w)_1 ,$$

где индекс 1 обозначает принадлежность величин к первому ряду трубок

Разность δt_2 между температурами t_2 и $(t_2)_1$ можно определить по формуле

$$\delta t_2 = t_2 - (t_2)_1 = t_1 - (t_1)_1 + (\Delta t_w)_1 - \Delta t_w . \quad (17)$$

Для перекрестно-точных и прямоточных теплообменников t_1 равна $(t_1)_1$ и уравнение (17) имеет вид:

$$\delta t_2 = (\Delta t_w)_1 - \Delta t_w . \quad (18)$$

Величина δt_2 для водовоздушных теплообменников является функцией расходов воды и воздуха, поверхности теплообмена, температуры воды и воздуха на входе в аппарат и схемы движения теплообменивающихся сред

$$\delta t_2 = f\ (G_в,\ G_w,\ F,\ t_н,\ t_1,\ \text{схемы движения сред}). \quad (19)$$

Для воздухонагревателей с перекрестной схемой движения теплообменивающихся сред величина δt_2 зависит еще и от того, перемешиваются при движении среды или не перемешиваются. Зависимость (19) для конкретной воздухонагревательной установки имеет следующий вид:

$$\delta t_2 = \varphi\ (G_в,\ G_w,\ t_н,\ t_1). \quad (20)$$

Решение уравнения (18) для одноходового воздухонагревателя можно получить с помощью ДСХ, построенной для одного поперечного ряда трубок теплообменника, примененного в рассматриваемой воздухонагревательной установке.

На рис. 25 приведена ДСХ, построенная для одного ряда одноходового калорифера КВБ-10 Московского завода. Если в первом ряду воздухонагревательной установки содержатся несколько теплообменников, то следует выбрать для проверки такой из них, в котором ожидаются наименьшие температуры воды на выходе из первого ряда труб. Температуру воды на входе этого воздухонагревателя рассчитывают с учетом схемы соединения теплообменников по воде.

Воздухонагреватели общего назначения, выпускаемые для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, имеют перекрестно-точные схемы движения теплообменивающихся сред. Наибольшая опасность замерзания воды существует в одноходовых многорядных воздухонагревателях.

Найдем зависимость величины Δt_w многорядного воздухонагревателя, входящей в уравнение (18), от значений $(\Delta t_w)_{1у}$, $(\Delta t_в)_{1у}$ и $(\Delta t_н)_{1у}$, известных из ДСХ, построенной для одного ряда одноходового теплообменника. Здесь индекс $1_у$ обозначает: 1 — первый ряд; у — условная величина. Величины $(\Delta t_w)_{1у}$, $(\Delta t_в)_{1у}$ условные потому, что для построенной ДСХ они рассчитаны при посто-

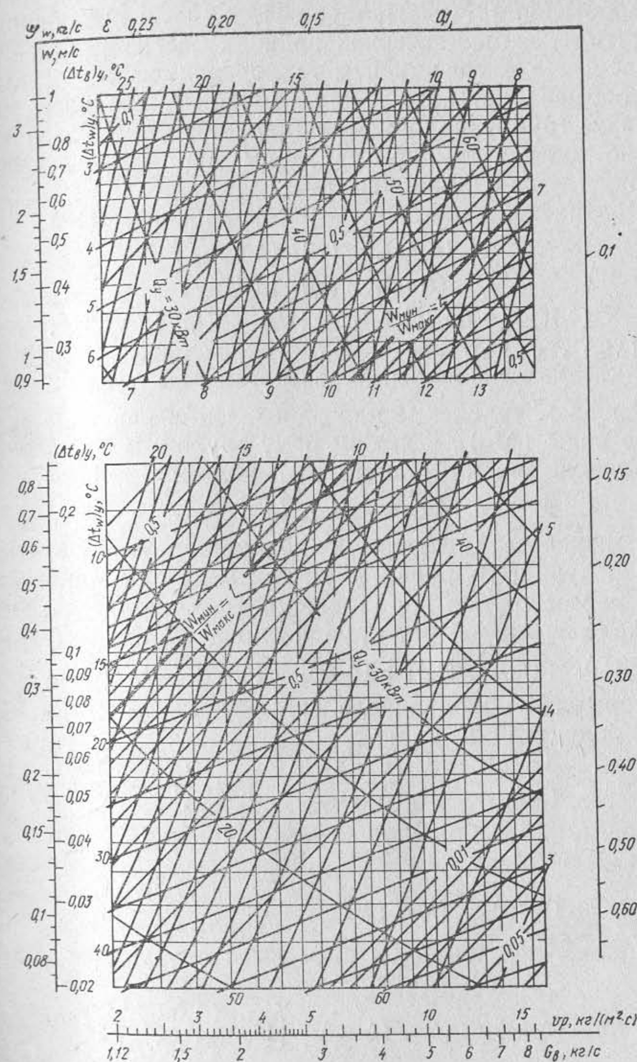


Рис. 25. Диаграмма совмещенных характеристик для первого ряда трубок калорифера КВБ-10 Московского завода

$(\Delta t_н)_у = 100°C$; $F = 15{,}9$ м²; $f_в = 0{,}558$ м²; $f_w = 0{,}00357$ м²

янной разности температур воздуха и воды на входе в теплообменник [$(\Delta t_н)_{1у}$=const]. Действительное значе- ние $(\Delta t_н)_1$ в практических задачах всегда разное. При- нимаем, что коэффициенты теплопередачи и поверхност теплообмена каждого ряда трубок одинаковые, чере каждую трубку калорифера проходит одинаковое коли- чество воды, и температура воды на входе в кажду трубку также одинакова.

Обозначим в соответствии с уравнением (10):

$$(\Delta t_w)_1 = (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у}; \quad (21)$$

$$(\Delta t_в)_1 = (k_t)_1 \ (\Delta t_в)_{1у}; \quad (22)$$

$$(k_t)_1 = (\Delta t_н)_1/(\Delta t_н)_{1у} = [(t_1)_1 - (t_н)_1]/(\Delta t_н)_{1у}, \quad (23)$$

где $(\Delta t_w)_{1у}$ и $\Delta t_в)_{1у}$ — величины, полученные с помощью ДСХ $(k_t)_1$ — поправочный множитель для первого ряда труб.

Выведем уравнение для определения перепада темпе- ратур воды $(\Delta t_w)_n$ в любом ряду трубок. В соответстви с уравнениями (10) и (21) запишем:

$$(\Delta t_w)_2 = (k_t)_2 \ (\Delta t_w)_{1у}. \quad (24)$$

В перекрестно-точном одноходовом теплообменнике температура $(t_1)_2$ равна $(t_1)_1$, так как вода движется по всем рядам трубок параллельно, а температура воздуха на входе во второй ряд трубок определяется по формуле

$$(t_н)_2 = (t_к)_1 = (t_н)_1 + (\Delta t_в)_1 = (t_н)_1 + (k_t)_1 \ (\Delta t_в)_{1у}.$$

Формула поправочного коэффициента $(k_t)_2$ будет иметь следующий вид:

$$(k_t)_2 = \frac{(\Delta t_н)_2}{(\Delta t_н)_{2у}} = \frac{(t_1)_2 - (t_н)_2}{(\Delta t_н)_{1у}} = (k_t)_1 \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right). \quad (25)$$

Подставляем правую часть уравнения (25) в выраже- ние (24) и получаем:

$$(\Delta t_w)_2 = (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right). \quad (26)$$

Аналогичным образом выводятся следующие уравне- ния:

$$(\Delta t_w)_3 = (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right)^2; \quad (27)$$

$$(\Delta t_w)_4 = (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right)^3. \quad (28)$$

На основе уравнений (21), (26), (27) и (28) можно записать:

$$(\Delta t_w)_n = (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right)^{n-1}. \quad (29)$$

Среднее значение перепада температур воды Δt_w в воздухонагревателе можно определить как среднее ариф- метическое значение перепадов температур воды $(\Delta t_w)_n$ в отдельных рядах трубок

$$\Delta t_w = \frac{\sum_{n=1}^{n} (\Delta t_w)_n}{n} =$$

$$= \frac{1}{n} \left\{ (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} \left[1 + \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right) + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right)^2 + \cdots + \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right)^{n-1} \right] \right\} =$$

$$= (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} \ \frac{S_n}{n}. \quad (30)$$

Выражение, заключенное в квадратные скобки, пред- ставляет собой бесконечно убывающую геометрическую прогрессию, знаменатель которой $q < 1$

$$q = 1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}} < 1. \quad (31)$$

Сумма S_n бесконечно убывающей геометрической прогрессии из n членов равна:

$$S_n = \frac{1 - \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right)^n}{\frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}}. \quad (32)$$

Подставляем правую часть выражения (32) в урав- нение (30) и находим зависимость среднего значения пе- репада температур воды в многорядном одноходовом воз- духонагревателе Δt_w от числа рядов трубок теплообмен- ника n и отношения $(\Delta t_в)_{1у}/(\Delta t_н)_{1у}$, определяемого по ДСХ, построенной для одного ряда труб

$$\Delta t_w = (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} \ \frac{1 - \left(1 - \frac{(\Delta t_в)_{1у}}{(\Delta t_н)_{1у}}\right)^n}{n \ [(\Delta t_в)_{1у}/(\Delta t_н)_{1у}]}. \quad (33)$$

Находим решение уравнения (18), подставляя в него правые части выражений (21) и (33):

$$\delta t_2 = (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} - (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} \ \frac{S_n}{n} =$$

$$= (k_t)_1 \ (\Delta t_w)_{1у} \left(1 - \frac{S_n}{n}\right) =$$

$$= (k_t)_1\ (\Delta\ t_w)_{1у} \left[1 - \frac{1 - \left(1 - \frac{(\Delta\ t_в)_{1у}}{(\Delta\ t_н)_{1у}}\right)^n}{n\ \frac{(\Delta\ t_в)_{1у}}{(\Delta\ t_н)_{1у}}} \right] = (k_t)_1\ (\Delta\ t_w)_{1у}\ \theta, \quad (34)$$

где

$$\theta = 1 - \frac{1 - \left(1 - \frac{(\Delta\ t_в)_{1у}}{(\Delta\ t_н)_{1у}}\right)^n}{n\ \frac{(\Delta\ t_в)_{1у}}{(\Delta\ t_н)_{1у}}}. \quad (35)$$

На рис. 26 приведены графики функции (35). Из анализа формулы (34) и рис. 26 следует, что разность температур воды δt_2, пропорциональная $(k_t)_1$, $(\Delta t_w)_{1у}$ и θ, тем выше, чем больше число рядов трубок в воздухонагревателе и чем интенсивнее работает теплообменник, т. е. чем больше величина $(\Delta t_в)_{1у}/(\Delta t_н)_{1у}$.

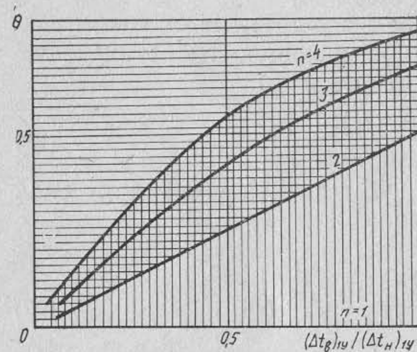


Рис. 26. Графики функции $\theta = \varphi[(\Delta t_в)_{1у}/(\Delta t_н)_{1у}, n]$

С помощью рис. 26 и ДСХ, построенных для одного ряда трубок одноходовых перекрестно-точных воздухонагревателей, можно определять значения δt_2. Для этого по исходным данным на ДСХ находят режим работы теплообменника; в точке, характеризующей режим работы, определяют $(\Delta t_w)_{1у}$ и $(\Delta t_в)_{1у}/(\Delta t_н)_{1у}$.

По рис. 26, имея значение $(\Delta t_в)_{1у}/\Delta t_н)_{1у}$, находят поправочный множитель θ. По формуле (34) вычисляют δt_2.

Л. Ф. Краснощеков рекомендует [31] в водовоздушных калориферных установках, состоящих из одноходовых аппаратов, для предотвращения их замерзания при нагревании воздуха с температурой ниже —10°С, применять верхнюю подачу теплоносителя и прямоточно-перекрестные схемы соединения теплообменников. Однако, как следует из изложенного, прямоточная схема и верхнее подключение воды к воздухонагревателям не являются достаточной гарантией защиты ВУ от замерзания. Следует также отметить, что опасность замерзания воды в первом ряду трубок одноходовых воздухонагревателей, входящих в многорядную прямоточную и перекрестно-точную воздухонагревательную установку, обычно одинакова.

5. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Электрические воздухонагреватели, предназначенные для нагревания воздуха в системах воздушного отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и в сушильных установках, называют также электрокалориферами.

При работе электрокалориферов трубчатые электронагревательные элементы омываются с наружной стороны воздухом, а внутри трубок по проводнику проходит электрический ток. Известно, что если к концам проводника подвести напряжение, то по проводнику пойдет электрический ток и в этом проводнике начнет выделяться тепло. Величина электрического тока для участка цепи, согласно закону Ома, равна:

$$J = \frac{U}{R}, \quad (36)$$

где J — сила тока; R — сопротивление проводника; U — напряжение между концами проводника.

Электрическое сопротивление зависит от длины, площади поперечного сечения и материала проводника, а также от его температуры:

$$R = \frac{\rho_п\ l}{S}, \quad (37)$$

где $\rho_п$ — удельное сопротивление; l — длина проводника; S — поперечное сечение проводника.

Зависимость сопротивления от температуры выражается формулой

$$R = R_0\ (1 + \beta\ t), \quad (38)$$

где R_0 — сопротивление проводника при 0°С; β — температурный коэффициент.

После включения электрокалорифера в проводниках ТЭН начинает выделяться нагревающее проводники тепло, которое от них передается окружающей среде.

Температура проводников постепенно повышается, пока через некоторое время не наступит стационарное тепловое состояние.

Нагревание проводника при прохождении через него тока зависит от свойств проводника (его электрического сопротивления) и напряжения между его концами.

Согласно закону Джоуля — Ленца количество выделяющегося в проводнике тепла Q' при прохождении по нему электрического тока прямо пропорционально сопротивлению R проводника, квадрату силы тока J и времени τ, в течение которого поддерживается ток в проводнике. Этот закон можно выразить следующим образом:

$$Q' = J^2 R \tau = \frac{U^2}{R} \tau = U J \tau. \qquad (39)$$

При измерении силы тока в А, сопротивления в Ом и времени в с (в системе СИ) единицей величины Q' является Дж. Для определения количества тепла в других системах единиц формулу (39) применяют с переводными коэффициентами. Нередко тепловую энергию выражают в кал. Поскольку 1 Дж=0,239 кал≈0,24 кал, формулу (39) представляют в виде

$$Q' = 0,24\, J^2 R \tau = 0,24 \frac{U^2}{R} \tau = 0,24\, U J \tau \text{ [кал]}. \qquad (40)$$

Чаще всего вычисляют не количество тепловой энергии, а тепловой поток (тепловую мощность). Тепловой поток Q — это количество тепла, передающееся в единицу времени.

Если мощность электрокалорифера задана в Вт, а при расчете хотят вычислить тепловую мощность аппарата в ккал/ч, то используют формулу

$$Q = 0,86\, N. \qquad (41)$$

В тех случаях, когда электрическая мощность задана в кВт, а результат хотят получить в ккал/ч, применяют следующую формулу

$$Q = 860\, N. \qquad (42)$$

В отдельных проводниках при последовательном соединении их между собой течет ток одной и той же величины, а их общее сопротивление равно сумме сопротивлений проводников. Поэтому при такой схеме соединения проводников для вычисления количества тепла удобнее применять уравнение

$$Q' = J^2 R \tau \text{ [Дж]}.$$

Если же отдельные проводники соединены между собой параллельно, то электрический ток в них различен,

а напряжение на концах каждого проводника будет иметь одно и то же значение. В этом случае для расчета количества тепла в каждом проводнике удобнее пользоваться уравнением

$$Q' = \frac{U^2}{R} \tau \text{ [Дж]}.$$

При стационарном тепловом состоянии электронагревателей и омывающего их воздуха все тепло, выделившееся в проводниках, передается в окружающую среду, что можно выразить соотношением

$$Q = J^2 R = \alpha F\, (t_{пов} - t_в), \qquad (43)$$

где α — коэффициент теплоотдачи между наружной поверхностью ТЭН и воздухом; F — наружная поверхность теплообмена ТЭН; $t_{пов}$ и $t_в$ — средние температуры наружной поверхности ТЭН и воздуха, омывающего ТЭН.

Теплообмен между наружными поверхностями ТЭН и воздухом происходит так же, как в паровоздушных нагревателях. Количество передающегося тепла в единицу времени при этом определяется по закону Ньютона:

$$Q = \alpha F\, (t_{пов} - t_в).$$

Окончательная температура электрической спирали тем выше, чем хуже отводит воздух тепло от нагревательного элемента. Чтобы нагревательная спираль не разрушалась слишком быстро, ее рабочая температура не должна превышать определенного значения, зависящего от материала проволоки. Это значит, что для проволоки из данного материала и данной толщины при данном термическом сопротивлении окружающей среды и ее температуре существует некоторый предельный ток, при увеличении которого проволока перегревается и начинает быстро разрушаться.

Интенсивность теплоотдачи от нихромовой спирали к поверхности ТЭН определяется перепадом температур между спиралью и трубкой, расстоянием между ними, а также свойствами материалов нагревателей.

ТЭН могут работать в сетях постоянного и переменного тока. Число нагревателей и мощность каждого из них зависят от схемы их соединения и условий размещения. Параллельное соединение дает максимальную мощность, а последовательное — минимальную. Считают, что

вся энергия идет на нагрев воздуха. Необходимую мощность электронагревателя определяют по формуле

$$N = \frac{Q}{C} = \frac{Q'}{C\tau}, \tag{44}$$

где C — переводной коэффициент, значение которого зависит от выбора единиц, используемых для измерения величин, входящих в формулу (44);

$$Q = c_p G_в (t_к - t_н). \tag{45}$$

При определении предельно допустимых мощностей ТЭН принимают во внимание следующие факторы: условия работы электронагревательных элементов, допустимые температуры нагрева поверхностей трубок, электроизоляционного наполнителя и спиралей электронагревателей. Данные о допустимых температурах поверхностей ТЭН обычно приводятся в паспортах на нагреватели. Например, в электрокалориферах типа СФО максимальная температура на поверхности ТЭН не должна превышать 180°С. При более высокой температуре ТЭН могут быстро выходить из строя в случае аварийного прекращения подачи воздуха, а на их поверхности даже в режиме нормальной работы могут пригорать и разлагаться различные примеси, содержащиеся в воздухе.

При питании нагревателя от сети трехфазного тока в каждую фазу необходимо последовательно включать элементы одинаковой длины и в одинаковом количестве.

Более подробные сведения о работе электрических воздухонагревателей можно найти в специальной литературе [11, 38], посвященной этому вопросу.

6. МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО СРАВНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

В настоящее время производится и осваивается для СВ и КВ значительное число поверхностных теплообменников, которые можно использовать в качестве воздухонагревателей. Условия эксплуатации поверхностных воздухонагревателей в СВ и КВ общепромышленных объектов, жилых и общественных зданий в большинстве случаев совпадают и для них можно применять воздухонагреватели общего назначения одного или нескольких наиболее совершенных типов. За наиболее совершенный поверхностный воздухонагреватель следует

принять такой, который позволяет при прочих равных условиях нагревать расчетное количество воздуха на заданный перепад температур наименьшей поверхностью нагрева при одинаковых или меньших энергетических затратах на подачу через аппарат теплообменивающихся сред.

Сравнению поверхностных воздухонагревателей посвящено много работ. Наибольшую трудность составляет сравнение теплообменников, обогреваемых водой. Нередко водовоздушные воздухонагреватели сравнивают при $v\rho = \text{idem}$ и $w = \text{idem}$ по коэффициентам теплопередачи, а в некоторых случаях еще и по аэродинамическим сопротивлениям при $n = \text{idem}$. Наряду с простотой такое сравнение теплообменных аппаратов содержит существенные недостатки, которые заключаются в том, что сформулированные условия сравнения ($v\rho = \text{idem}$, $w = \text{idem}$ и $n = \text{idem}$) не ставят сравниваемые аппараты в одинаковые условия.

Совершенство водовоздушных поверхностных воздухонагревателей можно определить, сравнивая между собой их коэффициенты теплопередачи k и аэродинамические сопротивления Δp при одинаковых перепадах температур воздуха $\Delta t_в$, одинаковых массовых расходах воздуха $G_в$, одинаковых фронтальных сечениях $f_ф$, одинаковых скоростях воды в трубках w, одинаковых температурах воды t_1 и воздуха $t_н$ на входе и одинаковых расходах воды G_w. Кроме сравнения по k и Δp, воздухонагреватели можно также сравнивать по объемам, массам и стоимостям.

При обеспечении одинаковых значений $G_в$ и $f_ф$ будут одинаковы и массовые скорости воздуха во фронтальных сечениях теплообменников $(v\rho)_ф$; при $G_в = \text{idem}$ и $\Delta t_в = \text{idem}$ — $Q = \text{idem}$; при $t_1 = \text{idem}$ и $t_н = \text{idem}$ — $\Delta t_н = \text{idem}$; при $t_н = \text{idem}$ и $\Delta t_в = \text{idem}$ — $t_к = \text{idem}$.

Для обеспечения одновременно $w = \text{idem}$ и $G_w = \text{idem}$ необходимо иметь одинаковые живые сечения сравниваемых теплообменников по воде f_w. Если $f_w \neq \text{idem}$, то при $G_w = \text{idem}$ не будет соблюдаться условие $w = \text{idem}$.

Перечисленные условия сравнения теплообменников можно разделить на основные и дополнительные.

К основным условиям сравнения относятся следующие: $\Delta t_в = \text{idem}$, $G_в = \text{idem}$, $w = \text{idem}$, $t_1 = \text{idem}$, $t_н = \text{idem}$, $f_ф = \text{idem}$, $G_w = \text{idem}$.

НМ

К дополнительным условиям сравнения относятся: $\Delta t_н = \text{idem}$, $t_к = \text{idem}$, $(v\rho)_ф = \text{idem}$, $Q = \text{idem}$, $f_w = \text{idem}$.

Расчет сравниваемых характеристик при одинаковых условиях работы теплообменных аппаратов является обязательным. Если же сравниваемые характеристики теплообменников получают при разных условиях их работы, то по ним нельзя получить объективный вывод о достоинствах воздухонагревателей.

Проанализируем сформулированные выше условия сравнения поверхностных воздухонагревателей.

Условия $\Delta t_в = \text{idem}$ и $G_в = \text{idem}$ вытекают из назначения воздухонагревателей — нагревать заданное количество воздуха ($G_в = \text{idem}$) на заданный перепад температур ($\Delta t_в = \text{idem}$) независимо от того, какой теплообменник будет выбран.

Условие $f_ф = \text{idem}$ (это условие предложил А. А. Рымкевич) принимаем для того, чтобы можно было считать все прочие затраты проектируемой установки, кроме затрат на воздухонагреватель, а также на узел подвода и отвода горячей среды, одинаковыми.

При $G_в = \text{idem}$ и $f_ф = \text{idem}$ автоматически обеспечивается условие $(v\rho)_ф = \text{idem}$. Вычисляя сравниваемые характеристики теплообменников, $(v\rho)_ф$ мы задаем одинаковыми, а фронтальные сечения обеспечиваем одинаковыми расчетом.

Известно, что величина $\Delta t_в$ прямо пропорциональна величине $\Delta t_н = t_1 - t_н$, а поэтому сформулированные условия $t_1 = \text{idem}$ и $t_н = \text{idem}$, обеспечивающие $\Delta t_н = \text{idem}$, являются очень важными, поскольку не дают преимущества ни одному сравниваемому теплообменнику. Для каждого конкретного случая проектирования это условие обеспечивается автоматически, независимо от того, какой теплообменник будет выбран.

Соблюдение условия $w = \text{idem}$ обеспечивается при расчете k заданием величины w, одинаковой для всех сравниваемых теплообменников. Рассмотрим это условие подробнее.

Выше уже отмечалось, что в реальных сравниваемых теплообменниках при $w = \text{idem}$ не обеспечивается условие $G_w = \text{idem}$, так как в большинстве случаев в этих аппаратах $f_w \neq \text{idem}$. При соблюдении условия $w = \text{idem}$ объективно сравниваются лишь теплообменные поверхности аппаратов — главные элементы теплообменников.

Такое сравнение позволяет получить сведения о перспективных теплообменниках и теплообменниках, выпуск которых следует прекратить. Однако результаты такого сравнения не дают возможности выявить наиболее рациональную конструкцию водяного тракта теплообменников (диаметры входного и выходного патрубков, число ходов по воде, отношение живого сечения по воде к сечениям патрубков, отношение фронтального сечения по воздуху к живому сечению по воде при разном числе рядов труб по ходу воздуха).

Согласно ГОСТ 7201—70 [6] отношение живого сечения теплообменника по воде f_w к живому сечению патрубков $f_п$ должно составлять $f_w/f_п \leqslant 1{,}5$.

Из приведенного отношения нельзя сделать определенных выводов по перечисленным выше вопросам. А поэтому сравнение воздухонагревателей при $G_w = \text{idem}$ будет условным. Предполагается, что в перспективных многоходовых воздухонагревателях мы можем обеспечить условия $w = \text{idem}$ и $G_w = \text{idem}$ одновременно. При $G_w = \text{idem}$ все элементы водяного тракта теплообменной установки можно считать одинаковыми и не учитывать при сравнении теплообменников. Это условие позволяет также оценить конструктивное совершенство теплообменника в целом и, кроме того, обеспечивает соблюдение используемого в дальнейшем условия — одинаковых температурных напоров теплообменивающихся сред в сравниваемых аппаратах.

Выведем уравнения, с помощью которых можно вычислять для сравнения значения k и Δp воздухонагревателей, обеспечивая одинаковые сформулированные выше условия, кроме $G_w = \text{idem}$.

Напишем уравнение теплопередачи

$$Q = kF\,\Delta\overline{t} \qquad (46)$$

и теплового баланса

$$Q = kF\,\Delta\overline{t} = c_p G_в\,\Delta t_в, \qquad (47)$$

где

$$G_в = (v\rho)_ф f_ф = v\rho f_в. \qquad (48)$$

Преобразовываем уравнение (47)

$$\Delta t_в = \frac{kF\,\Delta\overline{t}}{c_p G_в}. \qquad (49)$$

Подставляя в уравнение (49) вместо $G_в$ его значени[е] из выражения (48), имеем

$$\Delta t_в = \frac{k}{c_p (v\rho)_ф} \frac{F}{f_ф} \Delta \overline{t} = \frac{k}{c_p (v\rho)_ф} (k_г)_ф \Delta \overline{t}, \quad (50)$$

где $(k_г)_ф = F/f_ф$ — коэффициент глубины теплообменника, отнесе[н]ный к фронтальному сечению.

Принимаем один из сравниваемых воздухонагревате[лей] за эталон сравнения и все относящиеся к нему ха[рактеристики] обозначаем индексом «э». Тогда кажды[й] из сравниваемых теплообменников, приведенный к од[и]наковым с эталоном условиям сравнения, характеристи[ки] которого обозначим индексом «i», должен имет[ь] фронтальное сечение $(f_ф)_i = (f_ф)_э$ и какое-то число ря[дов] трубок n_i, чтобы при сформулированных выше ус[ловиях] обеспечить перепад температур воздуха $(\Delta t_в)_i$, равный перепаду воздуха $(\Delta t_в)_э$ в эталонном аппарате.

В соответствии с уравнением (50) можно записать:

$$(\Delta t_в)_э = \frac{k_э}{c_p (v\rho)_{ф.э}} \frac{F_э}{(f_ф)_э} \Delta \overline{t}_э;$$

$$(\Delta t_в)_i = \frac{k_i}{c_p (v\rho)_{ф.i}} \frac{F_i}{(f_ф)_i} \Delta \overline{t}_i.$$

При сравнении воздухонагревателей должно соблю[даться] равенство $(\Delta t_в)_э = (\Delta t_в)_i$, откуда:

$$\frac{k_э}{c_p (v\rho)_{ф.э}} \frac{F_э}{(f_ф)_э} \Delta \overline{t}_э = \frac{k_i}{c_p (v\rho)_{ф.i}} \frac{F_i}{(f_ф)_i} \Delta \overline{t}_i$$

или

$$\frac{k_i}{k_э} = \frac{(v\rho)_{ф.i} (f_ф)_i F_э \Delta \overline{t}_э}{(v\rho)_{ф.э} (f_ф)_э F_i \Delta \overline{t}_i}. \quad (51)$$

Рассмотрим величины правой части уравнения (51). Массовые скорости $(v\rho)_{ф.i}$ и $(v\rho)_{ф.э}$ при сравнении бу[дут] задаваться одинаковыми.

Средние температурные напоры $\Delta \overline{t}_i$ и $\Delta \overline{t}_э$ будут оди[наковыми] в силу условий $t_1 = idem$, $t_н = idem$, $t_к = idem$ (дополнительное условие), $t_2 = idem$ (при $t_1 = idem$, $Q = idem$, $G_w = idem$). Если расходы воды будут не одина[ковыми], то неодинаковыми будут и температурные на[поры]. Как уже отмечалось выше, эти условия ($G_w = idem$ и $\Delta \overline{t} = idem$) соблюдаются только в абстракт[ных] поверхностных воздухонагревателях, которые, одна[ко], можно создать.

Для таких теплообменников

$$\frac{k_i}{k_э} = \frac{F_э (f_ф)_i}{F_i (f_ф)_э} = \frac{(\kappa_г)_{ф.э}}{(\kappa_г)_{ф.i}}. \quad (52)$$

Коэффициенты теплопередачи вычисляют при $(v\rho)_ф = idem$ и $w = idem$, которыми произвольно задаются, с помощью известных эмпирических уравнений вида:

$$k = a (v\rho)^m w^n. \quad (53)$$

В уравнение (53) следует обычно подставлять массовую скорость воздуха, отнесенную к живому (наиболее сжатому) сечению теплообменника, которая определяется по формуле

$$v\rho = \kappa_ф (v\rho)_ф, \quad (54)$$

где $\kappa_ф = \dfrac{f_ф}{f_ф} = \dfrac{v\rho}{(v\rho)_ф}$ — коэффициент сжатия.

При $f_ф = idem$, если считать коэффициент теплопередачи k_i сравниваемого теплообменника равным соответствующему среднему коэффициенту теплопередачи $k_с$ конкретного теплообменника этого же типа, будет иметь место равенство:

$$\frac{k_i}{k_э} = \frac{k_с}{k_э} = \frac{F_э}{F_i}. \quad (55)$$

Коэффициенты теплопередачи $k_э$ и $k_с$ вычисляют по соответствующим эмпирическим уравнениям (53). Отношения коэффициентов теплопередачи можно вычислять по выражению

$$\frac{k_i}{k_э} = \frac{k_с}{k_э} = \frac{a_с (v\rho)_ф^{m_с} w^{n_с}}{a_э (v\rho)_ф^{m_э} w^{n_э}} = \frac{a_с}{a_э} (v\rho)_ф^{m_с - m_э} w^{n_с - n_э}. \quad (56)$$

Из уравнений (52) и (55) следует:

$$F_i = F_э \frac{k_э}{k_i} = F_э \frac{k_э}{k_с}. \quad (57)$$

Поверхность теплообмена F_i должна быть так скомпонована, чтобы соблюдалось условие $f_ф = idem$. При соблюдении этого условия из поверхностей F_i, определенных по уравнению (57), будем иметь «приведенные», т. е. имеющие одинаковые фронтальные сечения и расчетную поверхность теплообмена, воздухонагреватели с различным числом рядов трубок n_i по ходу воздуха. Найдем зависимость для определения n_i.

3 Зак. 688

Число рядов «приведенного» теплообменника n_i можно определить по формуле

$$n_i = \frac{F_i}{(F_p)_i}. \qquad (58)$$

На основании прямо пропорциональной зависимости увеличения поверхности теплообмена от увеличения фронтального сечения теплообменника при постоянном числе рядов трубок можно записать соотношение

$$\frac{(F_p)_c}{(f_ф)_c} = \frac{(F_p)_i}{(f_ф)_i} = \frac{(F_p)_i}{(f_ф)_э}, \qquad (59)$$

где $(F_p)_c$ и $(f_ф)_c$ — поверхность теплообмена одного ряда трубок и фронтальное сечение сравниваемого конкретного теплообменника; $(F_p)_i$ и $(f_ф)_i$ — то же, «приведенного» воздухонагревателя.

Из уравнения (59) следует:

$$(F_p)_i = \frac{(F_p)_c}{(f_ф)_c}\,(f_ф)_э. \qquad (60)$$

Величина $(F_p)_c$ может быть определена через поверхность теплообмена F_c и количество рядов n_c

$$(F_p)_c = \frac{F_c}{n_c}.$$

Подставим это выражение в уравнение (60)

$$(F_p)_i = \frac{F_c}{n_c\,(f_ф)_c}\,(f_ф)_э = \frac{(\kappa_г)_{ф.с}}{n_c}\,(f_ф)_э. \qquad (61)$$

Определим необходимое число рядов сравниваемого теплообменника, использовав уравнения (57), (58) и (61):

$$n_i = \frac{k_э}{k_c}\,\frac{F_э}{(f_ф)_э}\,\frac{(f_ф)_c}{F_c}\,n_c = \frac{\kappa_э\,(k_г)_{ф.э}}{\kappa_c\,(\kappa_г)_{ф.с}}\,n_c. \qquad (62)$$

Определим аэродинамическое сопротивление одного ряда трубок сравниваемого теплообменника $(\Delta p_p)_c$, считая, что сопротивление каждого ряда одинаковое

$$(\Delta p_p)_c = \frac{\Delta p_c}{n_c},$$

где Δp_c — аэродинамическое сопротивление сравниваемого теплообменника, которое находится по эмпирическому уравнению или соответствующей таблице.

Сопротивление $(\Delta p_p)_c$ равно аэродинамическому сопротивлению одного ряда «приведенного» теплообменника $(\Delta p_p)_i$.

Полное сопротивление «приведенного» сравниваемого теплообменника определяется по формуле

$$\Delta p_i = (\Delta p_p)_i\,n_i = \frac{\Delta p_c}{n_c}\;\frac{k_э\,(\kappa_г)_{ф.э}\,n_c}{\kappa_c\,(\kappa_г)_{ф.с}} = \frac{k_э\,(\kappa_г)_{ф.э}}{k_c\,(\kappa_г)_{ф.с}}\,\Delta p_c. \qquad (63)$$

Отношение аэродинамических сопротивлений $\Delta p_i/\Delta p_э$ сравниваемого теплообменника и теплообменника, принятого за эталон сравнения, при соблюдении сформулированных выше условий определяется по выражению:

$$\frac{\Delta p_i}{\Delta p_э} = \frac{k_э\,(\kappa_г)_{ф.э}\,\Delta p_c}{k_c\,(\kappa_г)_{ф.с}\,\Delta p_э}. \qquad (64)$$

Аэродинамическое сопротивление $\Delta p_э$ теплообменника, принятого за эталон сравнения, находится по соответствующей таблице или вычисляется по эмпирической формуле вида

$$\Delta p_э = b\,(v\rho)^r,$$

где b и r — постоянные величины, полученные по результатам эксперимента.

Величина $v\rho$ определяется с помощью уравнения (54).

Используя полученные уравнения для определения отношения коэффициентов теплопередачи (56), можно также сравнивать теплообменники по объемам (габаритам), массам и стоимостям.

Введем следующие обозначения:

$$\kappa_п = \frac{F}{V}, \qquad (65)$$

где $\kappa_п$ — коэффициент компактности; V — объем теплообменника;

$$\kappa_m = \frac{F}{m}, \qquad (66)$$

где κ_m — коэффициент массы;

$$\kappa_s = \frac{F}{S_т}, \qquad (67)$$

где κ_S — коэффициент стоимости; $S_т$ — стоимость теплообменника.

Если известны коэффициенты компактностей, масс и стоимостей сравниваемых воздухонагревателей, то отношения их объемов $V_i/V_э$, масс $m_i/m_э$ и стоимостей $(S_т)_i/(S_т)_э$ можно определить по следующим формулам:

$$\frac{V_i}{V_э} = \frac{k_э\,(\kappa_п)_э}{k_i\,(\kappa_п)_i}; \qquad (68)$$

3* Зак. 688

$$m_i/m_э = [k_э\,(\kappa_m)_э]/[k_i\,(\kappa_m)_i]; \quad (69)$$

$$\frac{(S_т)_i}{(S_т)_э} = \frac{k_э\,(\kappa_s)_э}{k_i\,(\kappa_s)_i}. \quad (70)$$

Формулы (68) — (70) получены подстановкой в урав-нение (57) значений F, полученных соответственно и выражений (65) — (67).

Таким образом, полное сравнение воздухонагревате-лей сводится к вычислению величин $k_i/k_э$, $\Delta p_i/\Delta p_э$, $V_i/V_э$, $m_i/m_э$ и $(S_т)_i/(S_т)_э$ соответственно по формулам (56), (64), (68), (69) и (70).

Если не известны коэффициенты $\kappa_п$, κ_m и κ_s, то мож-но ограничиться сравнением воздухонагревателей лиш по коэффициентам теплопередачи и аэродинамически сопротивлениям соответственно по формулам (56) (64). Проведено такое сравнение 14 теплообменнико (по одному из каждого типа). Перечень типов теплооб-менников и их технические характеристики приведены табл. 2.

В табл. 3 представлены эмпирические уравнения дл определения коэффициентов теплопередачи сравнивае-мых аппаратов.

Значения коэффициентов теплопередачи и аэродина-мических сопротивлений, а также отношения коэффици-ентов теплопередачи и аэродинамических сопротивлени теплообменников сравниваемых типов и калорифер КФБ при $(v\rho)_ф = 4$ кг/(м²·с) и $w = 0{,}6$ м/с и други сформулированных выше одинаковых условиях приве-дены в табл. 4.

Теплообменники в таблицах расположены в зависи-мости от значений коэффициентов теплопередачи (п уменьшению). Данные, приведенные в табл. 4, получен при конкретных значениях $(v\rho)_ф$, w и числа рядов тру-бок в теплообменнике, принятом за эталон сравнени. Однако исследования показали, что при изменении мас-совых скоростей воздуха и скоростей воды в трубка сравниваемых теплообменников отношения коэффициен-тов теплопередачи и аэродинамических сопротивлени изменяются несущественно. Мало влияет на результат сравнения и глубина (число рядов трубок) выбранног эталона сравнения.

Анализ материалов сравнения воздухонагревателе приводит к выводам: 1) самые низкие теплотехническ показатели имеют калориферы типа КФБ; калори

ТАБЛИЦА 2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СРАВНИВАЕМЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

№ п. п.	Типы теплообменников	$F_с$, м²	$(f_ф)_с$, м²	$f_в$, м²	$(\kappa_г)_{ф.с}$	$\kappa_ф$	$n_с$
1	Экспериментальные, исследованные автором	5,08	0,0678	0,029	75	2,34	8
2	«Волна»	—	—	—	21,4	1,61	1
3	КНУ	69,4	1,07	0,394	64,7	2,7	4
4	ВУП	76,9	0,83	0,247	92,5	3,36	6
5	ОВП	6	0,0813	0,0258	73,9	3,12	12
6	ВОМ	8,52	0,0686	0,0369	124,1	1,86	8
7	КВБ (Горьковского завода)	27,7	0,585	0,359	47,5	1,63	1
8	КФБО	26,9	0,414	0,182	65	2,27	4
9	Секции подогрева	38,8	0,915	0,33	42,5	2,77	3
10	Базовые однометровые	81,9	1,65	0,72	49,5	2,29	3
11	КВБ (Костромского завода)	15,14	0,266	0,139	57,1	1,92	4
12	КВБ (Московского завода)	16,7	0,34	0,195	49,2	1,74	3
13	СТД	20,4	0,426	0,272	47,9	1,57	1
14	КФБ	21,4	0,341	0,195	63	1,75	4

ТАБЛИЦА 3. ЭМПИРИЧЕСКИЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ k И АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ Δp ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПРИ НАГРЕВАНИИ ВОЗДУХА

Типы оребрения поверхностей теплообмена	Типы теплообменников	Уравнения	
		для определения k_c, Вт/(м²·°С)	для определения Δp_c, ПА
Спирально-навивное	КФБО	$k_4=14,9\,(v\rho)^{0,517}w^{0,133}$	$\Delta p_4 = 4,22(v\rho)^{1,94}$
	Секции подогрева, базовые однометровые	$k_3 = 12,4(v\rho)^{0,5}$ при $w=0,6$	$\Delta p_3 = 2,55(v\rho)^{1,87}$
Спирально-насадное	ОВП	$k_{12} = 19,2(v\rho)_ф^{0,83}\, w^{0,04}$	$\Delta p_{12} = 5,69(v\rho)_ф^{2,11}$
Спирально-накатное	ВУП	$k_6=27,9\, v_ф^{0,635}$	$\Delta p_6 = 27\, v_ф^{1,62}$
	Неавтономных кондиционеров КНУ (биметаллические)	$k_4 = 18\,(v\rho)^{0,55}\, w^{0,2}$	$\Delta p_4 = 2,79\,(v\rho)^{1,7}$
	Экспериментальные, исследованные автором	$k_8 = 20,5\,(v\rho)^{0,665}\, w^{0,133}$	$\Delta p_8 = 9,71\,(v\rho)^{1,37}$

Продолжение табл. 3

Типы оребрения поверхностей теплообмена	Тип теплообменников	Уравнения	
		для определения k_c, Вт/(м²·°С)	для определения Δp_c, Па
Поперечные прямые пластины	КФБ, К4ПП	$k_4 = 11\,(v\rho)^{0,446}\, w^{0,094}$	$\Delta p_4 = 1,72\,(v\rho)^{1,72}$
	СТД	$k_1 = 15,3\,(v\rho)^{0,371}\, w^{0,081}$	$\Delta p_1 = 1,54\,(v\rho)^{1,73}$
	КВБ (Московского завода)	$k_3 = 17,8\,(v\rho)^{0,343}\, w^{0,149}$	$\Delta p_3 = 1,5\,(v\rho)^{1,69}$
	ВОМ	$k_8 = 18,9\,(v\rho)^{0,546}\, w^{0,199}$	$\Delta p_8 = 6,03\,(v\rho)^{1,76}$
Поперечные волнообразные пластины	КВБ (Костромского завода)	$k_4 = 19,8\,(v\rho)^{0,32}\, w^{0,13}$	$\Delta p_4 = 2,75\,(v\rho)^{1,65}$
	КВБ (Горьковского завода)	$k_1 = 23,4\,(v\rho)^{0,354}\, w^{0,128}$	$\Delta p_1 = 3,5\,(v\rho)^{1,63}$
	«Волна»	$k_1 = 29,8\,(v\rho)^{0,5}\, w^{0,167}$	$\Delta p_1 = 2,95\,(v\rho)^{1,74}$

Примечания: 1. Скорости воздуха в теплообменнике ОВП отнесены к фронтальному сечению. 2. Индексы при k и Δp обозначают число рядов.

ТАБЛИЦА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПО КОЭФФИЦИЕНТАМ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИМ СОПРОТИВЛЕНИЯМ ПРИ $(v\rho)_ф = 4$ КГ/(М²·С) И $w = 0,6$ М/С

Типы теплообменников	Характеристики					
	$k_i = k_c$, Вт/(м²·°С)	Δp_i, Па	$v\rho$, кг/(м²·с)	n_i	$k_i/k_{КФБ}$	$\Delta p_i/\Delta p_{КФБ}$
Экспериментальные, исследованные автором	84,3	51,6	9,36	2,1	3,35	1,06
«Волна»	69,7	80	6,44	1,07	2,76	1,65
КНУ	61,1	64	10,8	1,6	2,43	1,32
ВУП	59,8	52,5	13,8	1,72	2,38	1,08
ОВП	58,9	37,3	12,5	4,36	2,35	0,766
ВОМ	51,2	51,2	7,44	2	2,04	1,05
КФБО	43,1	169	9,08	2,26	1,72	3,54
КВБ (Горьковского завода)	42,3	58,8	6,52	0,79	1,68	1,21
Секции подогрева	41,2	20,5	11,08	2,71	1,64	4,2
Базовые однометровые	37,6	136	9,16	2,55	1,49	2,81
КВБ (Костромского завода)	35,5	62	7,68	3,14	1,41	1,28
КВБ (Московского завода	32	40,4	6,96	3,1	1,27	0,835
СТД	29,1	42,2	6,28	1,13	1,16	0,87
КФБ	25,1	48,6	7	4	1	1

феры типа К4ПП, КФС, КЗПП, КМБ, К4ВП, КМС, КЗВП имеют такие же конструктивные характеристики, как и калориферы КФБ; 2) мало отличаются от калориферов КФБ калориферы СТД; 3) отношения коэффициентов теплопередачи и аэродинамических сопротивлений у калориферов перечисленных типов значительно хуже ($k_i/k_э$ примерно на 25—35%, а $\Delta p_i/\Delta p_э$ — на 20%), чем у калориферов типа КВБ (Московского завода; 4) калориферы КФБО и базовые однометровые теплообменники имеют весьма высокие аэродинамические сопротивления, а их коэффициенты теплопередачи примерно такие же, как и у калориферов КВБ (Горьковского завода). Калориферы КВБ не уступают калориферам КФБО по коэффициентам теплопередачи, а их аэродинамические сопротивления меньше почти в 3 раза.

Из изложенного следует, что вместо калориферов типа КФБ, К4ПП, КФС, К4ВП, КМБ, КЗПП, КМС, КЗВП, СТД, КФБО, КФСО и теплообменников центральных кондиционеров типа КТ со спирально-навивным оребрением

целесообразно наладить выпуск теплообменников с более совершенными поверхностями теплообмена. Из табл. 4 видно, что лучшие поверхности теплообмена имеют аппараты с накатным оребрением и калориферы типа «Волна». Из серийно выпускаемых в настоящее время калориферов лучшими (с учетом технологии производства) следует признать калориферы типа КВБ.

На основе полученных данных можно дать следующие рекомендации по выбору поверхностных воздухонагревателей при проектировании ВУ. Если нет каких-либо специальных ограничений, то по технико-экономическим показателям серийно выпускаемым калориферам следует отдавать предпочтение в следующем порядке: 1) КВБ Горьковского завода; 2) КВБ Московского завода, а также КВС и КВБ Костромского завода; 3) СТД, КФС (КЗПП), КФБ (К4ПП), КМС (КЗВП), КМБ (К4ВП); 4) КФСО и КФБО.

В настоящее время осваивается выпуск воздухонагревателей для неавтономных кондиционеров типа КТН, а также калориферов с биметаллическими теплообменными трубками малого диаметра и накатным оребрением. Техническая документация на эти воздухонагреватели разработана ВНИИкондвентмашем по результатам исследований автора [41, 43]. Автор исследовал воздухонагреватели, которые представлены в табл. 4, п. 1 экспериментальными теплообменниками. Автором также проведены исследования опытных заводских калориферов с биметаллическими трубками и их сравнение с другими воздухонагревателями. Полученные при сравнении результаты показывают, что опытные калориферы имеют высокие теплотехнические характеристики и относительно низкие аэродинамические сопротивления.

ГЛАВА II

РАСЧЕТ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

1. ОБЗОР МЕТОДИК РАСЧЕТА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК, ОБОГРЕВАЕМЫХ ВОДОЙ И ПАРОМ

Согласно сложившимся понятием, все расчеты поверхностных теплообменников разделяют на тепловой, гидравлический и механический. Тепловой и гидравлический расчеты теплообменников бывают конструкторскими (проектными) и поверочными.

Конструкторский тепловой расчет производят при проектировании новых аппаратов, когда известны параметры теплообменивающихся сред на входе и выходе воздухонагревателя и их расходы или требуемая производительность аппарата. В этом случае предварительно выбирают тип теплообменной поверхности и конструкцию теплообменника, а затем рассчитывают поверхность теплообмена.

Поверочный тепловой расчет производят в тех случаях, когда известны и не подлежат определению поверхность теплообмена F, геометрические и конструктивные характеристики аппарата $f_в$, f_w и другие, а также некоторые параметры и расходы теплообменивающихся сред. Расчетом с помощью эмпирических формул определяют остальные параметры и расходы сред, а также характеристики аппарата. Другими словами, поверочные расчеты выполняют при подборе необходимых аппаратов из числа уже спроектированных и серийно выпускаемых промышленностью на параметры, которые отличаются от паспортных.

Задачей поверочного расчета теплообменников является также определение по эмпирическим формулам или таблицам его аэродинамического Δp и гидравлического ΔH сопротивлений.

Механический расчет производят при конструировании новых теплообменников для проверки прочности конструкции. В случае применения при расчетах готовых теплообменников, допускаемые давления теплоносителей которых заранее известны, механический расчет большей частью не требуется.

В расчетной практике встречаются различные исходные условия задач и в соответствии с этими условиями различные схемы их решения.

Поверочный расчет воздухонагревательных установок может состоять из выбора типа, номера, модели и числа теплообменников, схемы их соединения между собой по воздуху и воде, выбора режимов работы, проверки соответствия заданных в условии задачи параметров воздуха и воды тем, которые обеспечивает выбранная установка. Кроме того, в поверочный расчет входит определение аэродинамических и гидравлических сопротивлений выбранной установки.

Тип теплообменников выбирают в ходе решения задачи, учитывая ограничительные условия (по расходам воздуха и воды, их конечным температурам, предельно допустимым потерям давления воздуха и воды), требования к компоновочным характеристикам аппаратов и другие требования, а также дефицитность аппаратов. В результате такого качественного и количественного анализа выбирают какой-то один (реже несколько) тип воздухонагревателей.

Все остальные перечисленные выше задачи полностью или частично последовательно решают в ходе поверочного расчета.

Наиболее часто в практике поверочных расчетов встречаются следующие две задачи.

1. Заданы тепловой поток, который необходимо передавать в процессе теплообмена, расходы воздуха и воды, а также их температуры на входе и выходе из теплообменной установки. Необходимо определить номера, модели и число воздухонагревателей, а также схемы их соединения между собой в установке. Такие задачи обычно решают при проектировании. Назовем их задачами первого типа. Иногда в технической литературе эти задачи называют прямыми.

2. Заданы номера, модели и число теплообменников, схема их соединения между собой в установке, а также расходы теплообменивающихся сред и их температуры на входе в аппарат. Требуется определить тепловой поток, который может быть передан при работе установки, параметры воздуха и воды на выходе из установки, а также аэродинамические и гидравлические сопротивления аппарата. Такие задачи встречаются при наладке и в эксплуатационной практике. Назовем их зада-

чами второго типа. Эти задачи иногда называют обратными.

К концу расчета во всех случаях, как правило, бывают известны (заданы или определены в ходе расчета) следующие величины: расходы воздуха и воды через установку, их скорости, температуры на входе и выходе из аппарата, а также аэродинамические и гидравлические сопротивления.

Все методики поверочного расчета воздухонагревательных установок, независимо от принятой схемы решения, базируются на уравнениях теплового баланса и теплопередачи, которые решаются совместно при заданных значениях входящих в них величин. При этом число неизвестных величин равно числу независимых уравнений.

Уравнение теплового баланса выражает предпосылку о передаче такого теплового потока нагревающейся среде (в данном случае воздуху), который равен тепловому потоку, теряемому в теплообменнике охлаждающейся средой (здесь горячей водой)

$$Q = Q_в = Q_w, \qquad (71)$$

где

$$Q_в = c_p G_в (t_к - t_н) = W_в \Delta t_в; \qquad (72)$$

$$G_в = v \rho \Sigma f_в, \text{ если } G_в \text{ в кг/с}; \qquad (73)$$

$$(G_в = 3600 v \rho \Sigma f_в, \text{ если } G_в \text{ в кг/ч});$$

$$Q_w = c_w G_w (t_1 - t_2) = W_w \Delta t_w; \qquad (74)$$

$$G_w = w \rho_w \Sigma f_w, \text{ если } G_w \text{ в кг/с}; \qquad (75)$$

$$(G_w = 3600 w \rho_w \Sigma f_w, \text{ если } G_w \text{ в кг/ч}).$$

В выражениях (72)—(75) $\Sigma f_в$ и Σf_w — суммарные живые сечения теплообменной установки, состоящей из нескольких аппаратов, по воздуху и воде.

Уравнение теплопередачи связывает между собой следующие величины: Q, k, F, $\Delta \bar{t}$ или Q, $W_{мин}$, ε и $\Delta t_н$.

$$Q = kF \Delta \bar{t} \qquad (76)$$

или

$$Q = W_{мин} \varepsilon \Delta t_н.$$

Существует много методик поверочного расчета воздухонагревательных установок. Большинство из них посвящено рассмотрению задач первого типа, как наиболее часто встречающихся в практике поверочных расчетов и более сложных по сравнению с задачами второго типа. При разработке новых методик расчета стремятся повысить их надежность и точность, а также упростить расчеты, не снижая их точности больше допустимой. Однако с целью повышения надежности расчета до настоящего времени большинство применяемых методик расчета калориферных установок содержат рекомендации увеличивать поверхность нагрева калориферов по сравнению с величиной, получаемой при расчете, на 10—20% (в результате чего ежегодно дополнительно расходуется примерно от 3 до 6 млн. руб.).

Надежность и точность расчета зависят от нескольких факторов: качества выполнения теплообменников, обусловленного в основном точным выполнением всех конструктивных элементов, влияющих на теплотехнические характеристики аппарата; точности эмпирических данных, используемых в расчетах; совершенства используемой методики расчета.

С целью повышения качества изготовления калориферов вводят ГОСТы.

К эмпирическим данным, используемым в расчетах, ГОСТ 7201—70 предъявляет следующие требования: точность в определении коэффициента теплопередачи калориферов — не ниже 10%, а их аэродинамического сопротивления — не ниже 15%. Следует отметить, что экспериментальные исследования теплообменников производят в «идеальных» условиях, т. е. при выравненном поле скоростей и температур в сечении перед аппаратом, что в реальных условиях работы соблюдается далеко не всегда. Данных о работе теплообменников в реальных условиях недостаточно и поэтому имеющиеся отклонения при расчетах не учитывают.

Экспериментальные данные нередко обрабатывают по различным методикам, вследствие чего получают отличающиеся значения коэффициентов теплопередачи, что в дальнейшем не всегда учитывают в расчетах. До настоящего времени нет единого мнения о значениях коэффициентов теплопередачи отдельных рядов оребренных трубок калориферов, особенно первых по ходу воздуха. Экспериментальные данные показывают, что коэффициенты теплопередачи первого и второго по ходу воздуха ряда оребренных трубок меньше последующих.

В некоторых используемых методиках не учитывают влияние схем движения теплообменивающихся сред в теплообменных установках. Из теории теплопереда-